

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Dominik Barun

Zagreb, 2017.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Vladimir Soldo, dipl. ing.

Student:

Dominik Barun

Zagreb, 2017.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se prof. dr. sc. Vladimiru Soldi, koji je prihvatio mentorstvo, na uloženom trudu i vremenu prilikom izrade ovog diplomskog rada.

Dominik Barun



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomatske ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodostrojarški i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Dominik BARUN**

Mat. br.: 0035187707

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Termodinamička analiza kaskadnih rashladnih sustava**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Thermodynamic analysis of the cascade refrigeration systems**

Opis zadatka:

Za rad rashladnih uređaja i dizalica topline s velikom temperaturnom razlikom između toplinskih spremnika koriste se procesi s višestupanjskom kompresijom. Također, svoje mjesto u praksi zauzimaju i kaskadni rashladni procesi. Prednost kaskadnih rashladnih sustava je mogućnost izbora različite radne tvari donje i gornje kaskade.

U radu je potrebno analizirati optimalnu temperaturu kondenzacije/isparavanja kaskadnog rashladnog procesa koja doprinosi maksimalnoj učinkovitosti sustava. Rashladno postrojenje učinka 120 kW koristi se za duboko zamrzavanje robe. Postrojenje je smješteno na području grada Nove Gradiške.

Rad treba sadržavati:

1. Teorijske osnove kaskadnih rashladnih uređaja i dizalica topline.
2. Termodinamički proračun maksimalne učinkovitosti kaskadnog procesa za parove radnih tvari: R744/R717, R744/R290 i R744/R134a.
3. Shemu spajanja i automatske regulacije rashladnog procesa.

U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

30. studenog 2016.

Rok predaje rada:

1. rok: 24. veljače 2017.
2. rok (izvanredni): 28. lipnja 2017.
3. rok: 22. rujna 2017.

Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 27.2. - 03.03. 2017.
2. rok (izvanredni): 30. 06. 2017.
3. rok: 25.9. - 29. 09. 2017.

Zadatak zadao:

V Soldo

Dr.sc. Vladimir Soldo, izv.prof.

Predsjednik Povjerenstva:

Igor Balen
Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	II
POPIS TABLICA.....	III
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	IV
POPIS OZNAKA	V
SAŽETAK.....	VII
SUMMARY	VIII
1. UVOD.....	1
2. KASKADNI RASHLADNI SUSTAVI I DIZALICE TOPLINE	2
2.1. Osnove rada dizalica topline [2]	2
2.2. Dizalice topline [1][2].....	2
2.1.1. Dizalice topline u rashladnim sustavima [2].....	5
2.1.2. Kompresijske dizalice topline [4]	5
2.3. Opis rashladnog procesa [1].....	7
2.4. Kaskadni rashladni sustav [1][3].....	8
2.4.1. CO ₂ u kaskadnom rashladnom sustavu[1][3]	12
2.5. Radne tvari[1]	13
2.5.1. Svojstva radnih tvari [1][4]	15
3. TERMODINAMIČKA ANALIZA KASKADNOG RASHLADNOG SUSTAVA.....	18
3.1. Utjecaj temperature kondenzacije kaskadnog izmjenjivača na COP	20
3.2. Utjecaj temperature kondenzacije gornje kaskade na COP	24
3.3. Utjecaj razlike temperatura na kaskadnom izmjenjivaču na ukupni COP	25
3.4. Utjecaj temperature pregrijanja i pothlađenja na COP sustava.....	26
3.5. Utjecaj koeficijenta iznetrope na COP sustava	26
3.6. Kaskadni sustavi u primjeni [10]	27
4. TERMODINAMIČKI PRORAČUN KASKADNOG IZMJENJIVAČA TOPLINE	30
4.1. Karakteristične točke rashladnog procesa.....	30
3.1. Proračun shell & tube kaskadnog izmjenjivača topline	33
5. ZAKLJUČAK.....	40
LITERATURA.....	41
PRILOZI.....	42

POPIS SLIKA

Slika 1.	Udio pojedinih toplinskih izvora za dizalice topline [2]	3
Slika 2.	Procesi s dizalicom topline prikazani u T-s dijagramu [1].....	4
Slika 3.	T-s i log p-h dijagrami rashladnog procesa	7
Slika 4.	Kaskadni sustav	9
Slika 5.	Fazni dijagram CO ₂ [3]	12
Slika 6.	Zasićena područja nekih radnih tvari u T,s – dijagramu [1]	15
Slika 7.	Kaskadni sustav	19
Slika 8.	T-s. i log p-h dijagram kaskadnog sustava	19
Slika 9.	COP različitih radnih tvari u ovisnosti o temp. kondenzacije donje kaskade	21
Slika 10.	Utjecaj temp. kondenzacije donje kaskade na COP za R744-R717 sustav	22
Slika 11.	Utjecaj temp. kondenzacije na COP pojedine kaskade za R744-R717 sustav	23
Slika 12.	Utjecaj temperature kondenzacije gornje kaskade na ukupni COP za različite radne tvari.....	24
Slika 13.	Promjena COP prema razlici temperatura između kaskada za različite temperature kondenzacije donje kaskade za R744-R717 sustav	25
Slika 14.	Utjecaj temperature pregrijanja i pothlađenja na COP sustava	26
Slika 15.	Utjecaj iznetropskog stupnja djelovanja na COP sustava	27
Slika 16.	COP i WD u ovisnosti o temperaturi kondenzacije kaskadnog izmjenjivača	29
Slika 17.	T-s dijagram za donju kaskadu.....	30
Slika 18.	T-s dijagram za gornju kaskadu	31
Slika 19.	Temperatura stjenke cijevi	38

POPIS TABLICA

Tablica 1. Gustoće radnih tvari	10
Tablica 2. Kompresijski omjer radnih tvari pri različitim temperaturama [4]	16
Tablica 3. COP kaskadnog sustava	23
Tablica 4. Promjena COP prema razlici temperatura između kaskada	25
Tablica 5. Veličine stanja rashladnog procesa za donju kaskadu.....	30
Tablica 6. Veličine stanja rashladnog procesa za gornju kaskadu	31

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

01 Shema spajanja i automatske regulacije

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
ϑ	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura
p	Pa	Tlak
h	kJ / kg	Specifična entalpija
s	$\text{kJ} / (\text{kg K})$	Specifična entropija
q_0	kJ / kg	Specifični rashladni učin
q_k	kJ / kg	Specifični učin kondenzatora
w	kJ / kg	Specifični rad kompresora
ε	-	Faktor hlađenja
Φ_i	W	Toplinski učin isparivača
Φ_{CAS}	W	Toplinski učin kaskadnog kondenzatora
Φ_k	W	Toplinski učin kondenzatora
P_k	W	Snaga kompresora
P_{k-iz}	W	Idealna snaga kompresora
ϑ_i	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura isparivanja
ϑ_k	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura kondenzacije
$\Delta \vartheta$	$^{\circ}\text{C}$	Razlika temperatura između krugova na kaskadnom izmj.
$\Delta \vartheta_{\text{preg}}$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura pregrijanja na isparivaču
$\Delta \vartheta_{\text{poth}}$	$^{\circ}\text{C}$	Temperatura pothlađenja na kondenzatoru
η_{iz}	-	Izentropski stupanj djelovanja kompresora
ρ	kg/m^3	Gustoća
q_m	kg/s	Maseni protok
D	m	Vanjski promjer plašta izmjenjivača
d_v	m	Vanjski promjer cijevi
d_u	m	Unutarnji promjer cijevi
d_m	m	Srednji promjer cijevi
δ_c	m	Debljina stijenke cijevi
s	m	Razmak između cijevi u plaštu
n_t	-	Broj cijevi u poprečnom presjeku izmjenjivača
n_p	-	Broj prolaza cijevi
n_{t1}	-	Broj cijevi u jednom prolazu
q_i	W/m^2	Gustoća toplinskog toka
A_u	m	Potrebna unutarnja površina za izmjenu topline
L_{uk}	m	Ukupna potrebna duljina cijevi
L	m	Aktivna duljina izmjenjivača
A_s	m	Površina poprečnog presjeka cijevi u jednom prolazu
G	kg/sm^2	Gustoća masenog toka
α	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$	Koeficijent prijelaza topline

C	-	Koeficijent
λ	W/mK	Toplinska provodnost
g	m/s ²	Gravitacijska konstanta
τ	J/m ²	Površinska napetost
f	-	Frekvencija formiranja mjehurića
d_o	m	Promjer mjehurića
R_t	m ² K/W	Otpor prolazu topline
B	-	Koeficijent
h_c	J/kg	Toplina kondenzacije
η	Pa s	Dinamička viskoznost
f	-	Približan broj cijevi u jednom redu
Ψ_c	-	Faktor koji obuhvaća kondenzaciju za orebrene cijevi
k	W/m ² K	Koeficijent prolaza topline

SAŽETAK

Ovaj rad bavi se teorijskim osnovama i termodinamičkom analizom kaskadnih dizalica topline koje je koriste za postizanje jako niskih temperatura hlađenja (-60°C i niže) ili za postizanje istovremenog niskotemperaturnog hlađenja i visokotemperaturnog grijanja.

Dizalica topline su uređaji koji prenose energiju s niže temperature sustava, na višu temperaturu sustava, koristeći pri tome dodatnu energiju, najčešće u obliku rada kompresora. Dizalice topline mogu se koristiti za grijanje ili za hlađenje

Kaskadni uređaj je zapravo spoj dvije dizalice topline koje su spojene kaskadnim izmjenjivačem, čineći tako donji i gornji krug kaskadnog sustava. U radu je prije same termodinamičke analize, opisan rad dizalica topline i kaskadnih sustava.

Termodinamička analiza kaskadnih sustava provedena je s ciljem određivanja utjecaja pojedinih parametara, poput temperature kondenzacije donje i gornje kaskade, razlike temperatura na kaskadnom izmjenjivaču itd., na ukupnu iskoristivost sustava.

Konačno je proveden proračun samog shell & tube kaskadnog izmjenjivača topline i shema spajanja komponenti kaskadnog sustava

Ključne riječi: dizalica topline, kaskadna dizalica topline, faktor hlađenja, COP, kaskadni izmjenjivač topline.

SUMMARY

In this paper, it is done with theoretical basics and thermodynamically analysis of cascade heat pumps, which are used for achieving very low cooling temperatures (-60°C or less) or for achieving simultaneously low temperature cooling and high temperature heating.

Heat pump is device witch transforms energy from low temperature of system on systems with higher temperatures, using additional energy, mostly work done by compressors.

Cascade heat pump is connection of two heat pumps, connected by cascade heat exchanger, making two separate circles, lower and higher temperature circle. In this thesis before thermodynamicall analysis, it is described work method of heat and cascade heat pumps.

Thermodynamic analysis of cascade heat pumps is made with goal of determining impact of different parameters, such as condensating temperatue of lower and higher cascade, temperature differences on cascade heat exchanger etc., on COP (coefficient of productivity) of sistem.

Finally, calculation of shell & tube cascade heat exchanger is provided and scheme of components of cascade system.

Key words: heat pump, cascade heat pump, coefficient of productivity, COP, cascade heat exchanger.

1. UVOD

Ovaj rad se bavi temom koja spada u granu tehnike koja se naziva tehnika hlađenja. Hlađenje nekog tijela, uređaja, prostorije ili postrojenja moguće je postići prirodnim ili tehničkim hlađenjem. Tehničko hlađenje predstavlja hlađenje tijela ili materijala na temperaturu nižu od temperature okoline. U ovome radu pokriven je jedan od načina hlađenja za niskotemperaturne aplikacije poput dubokog zamrzavanja hrane ili skladištenja zamrznute hrane. Za takve aplikacije potrebne su temperature rashladnog sistema između -40°C i -55°C , što nije prikladno za jednostupanjski rashladni sustav. Umjesto njega se primjenjuje dvostupanjski rashladni sustav ili kaskadni sustav. Za razliku od dvostupanjskog rashladnog sustava, kaskadni sustav ima mogućnost uporabe različitih radnih tvari za donju i gornju kaskadu što sa sobom donosi brojne prednosti. Isto tako, pri tako niskoj temperaturi hlađenja, mali broj radnih tvari se može koristiti u donjoj kaskadi, jer većina pri tim temperaturama postiže stanje ledišta ili ima loše termodinamičke osobine. Među najčešće korištenim radnim tvarima u donjoj kaskadi je upravo prirodna radna tvar ugljikov dioksid. Za gornju kaskadu najčešći je amonijak s izvrsnim termodinamičkim osobinama, ali i s velikim nedostatkom – otrovnosti, a uz njega se koristi HFC skupina i u novije vrijeme nova HFO skupina. Zbog pritiska na industriju zbog zagađenja okoliša, izbačena je HCFC skupina, a polako se zabranjuju i pojedine radne tvari iz HFC, pa je rashladna industrija primorana okrenuti se novim radnim tvarima iz HFO skupine ili se vratiti prirodnim radnim tvarima poput amonijaka, propana i ugljikovog dioksida. Također kontinuirani rast cijena goriva, potreba za optimiziranjem procesa i sve veći broj konkurenata doveo je razne industrije do potrebe za modernizacijom postojećih sustava i projektiranjem rashladnih sustava sa što većim stupnjem iskorištenja. Kod kaskadnih rashladnih sustava na ukupnu iskoristivost sustava veliku ulogu igraju temperature kondenzacije i isparavanja pojedinih kaskada, pa posebnu pažnju treba posvetiti traženju optimalnih temperatura kondenzacije.

2. KASKADNI RASHLADNI SUSTAVI I DIZALICE TOPLINE

2.1. Osnove rada dizalica topline [2]

Kružni proces je slijed promjena u nekom sustavu nakon čijeg je završetka on ponovno u termodinamičkom istom početnom stanju, a taj se slijed može ponavljati proizvoljan broj puta. Posljedice kružnog procesa su promjene u okolini promatranoga sustava kao što su, primjerice, obavljanje rada ili prijenos topline. Ovisno o prikazivanju kružnih procesa u grafikonima i dijagramima razlikujemo desnokretne i lijevokretne kružne procese.

Desnokretni se kružni procesi odvijaju u smjeru kazaljke na satu s ciljem dobivanja mehaničke snage, a da bismo ju dobivali moramo „ulagati“ toplinski tok, tj. dovoditi ga radnoj tvari. Drugim riječima u takvim procesima dolazi do pretvorbe jednog dijela dovedene toplinske energije u mehaničku energiju. Primjeri desnokretnih kružnih procesa su motori s unutarnjim izgaranjem, plinske turbine, parni strojevi i sl.

Ljevokretni se kružni procesi odvijaju pak u smjeru suprotnom kretanju kazaljki na satu i njihov je cilj prijenos topline od toplinskog spremnika na nižoj temperaturnoj razini do spremnika na višoj temperaturnoj razini. Za taj prijenos potrebno je dovesti kompenzacijsku energiju koja je u većini slučajeva mehanički rad kompresora. Primjeri za lijevokretne kružne procese su rashladni uređaji i dizalice topline

2.2. Dizalice topline [1][2]

Dizalica topline je, kako je već spomenuto, uređaj koju koristi lijevokretni kružni proces, tj. omogućuje prijenos energije s nižeg temperaturnog sustava na sustav više temperaturne razine koristeći dodatnu energiju (rad). Zahvaljujući tome svojstvu one mogu biti izvor toplinskog i rashladnog učina u sustavima grijanja, pripreme potrošnje tople vode, ventilacije, klimatizacije i sl. Za odvijanje ovih procesa nužno je postojanje toplinskih spremnika na nižoj i višoj temperaturi. Prostor ili medij od kojega se toplina odvodi nazivamo toplinski izvor i on je najčešće neposredna okolina koja nam je na raspolaganju, a to može biti: okolni zrak, tlo, površinske i podzemne vode, industrijski otpadni ili onečišćeni zrak itd. Toplinskim ponorom nazivamo prostor kojemu dovodimo toplinu, a on je najčešće zrak u prostoriji, voda u sustavu grijanja, potrošna topla voda i sl.

Prema toplinskom izvoru imamo tri osnovne skupine dizalica topline:

- Dizalica topline zrak – zrak i zrak – voda: koje kao toplinski izvor koriste okolišni zrak
- Dizalica topline tlo – voda: koje za toplinski izvor koriste tlo
- Dizalica topline voda – voda: koje za toplinski izvor koriste podzemne, površinske ili otpadne vode



Slika 1. Udio pojedinih toplinskih izvora za dizalice topline [2]

Glavna zamisao pri uporabi dizalica topline je što veće iskorištenje „besplatne“ i „neograničene“ topline iz okolice, tj. iz zraka, tla i vode.

Za što učinkovitiju i efikasniju primjenu dizalica topline potrebno je imati:

- Toplinski izvor dovoljno velike i razmjerno konstantne temperature za dulje vrijeme.
- Što manju udaljenost između toplinskih izvora i ponora
- Umjerena temperaturna razina toplinskog ponora
- Velik broj sati uporabe tijekom godine (radi veće isplativosti)
- Visoke cijene drugih izvora energije

Dizalice topline u sustavima grijanja koriste se većinom za niskotemperaturno toplovodno grijanje, pri čemu je najprikladnije korištenje sustava površinskog grijanja (podnog, zidnog i stropnog), ali je moguće i korištenje radijatora koji onda moraju biti prilagođeni za rad u niskotemperaturnim uvjetima.

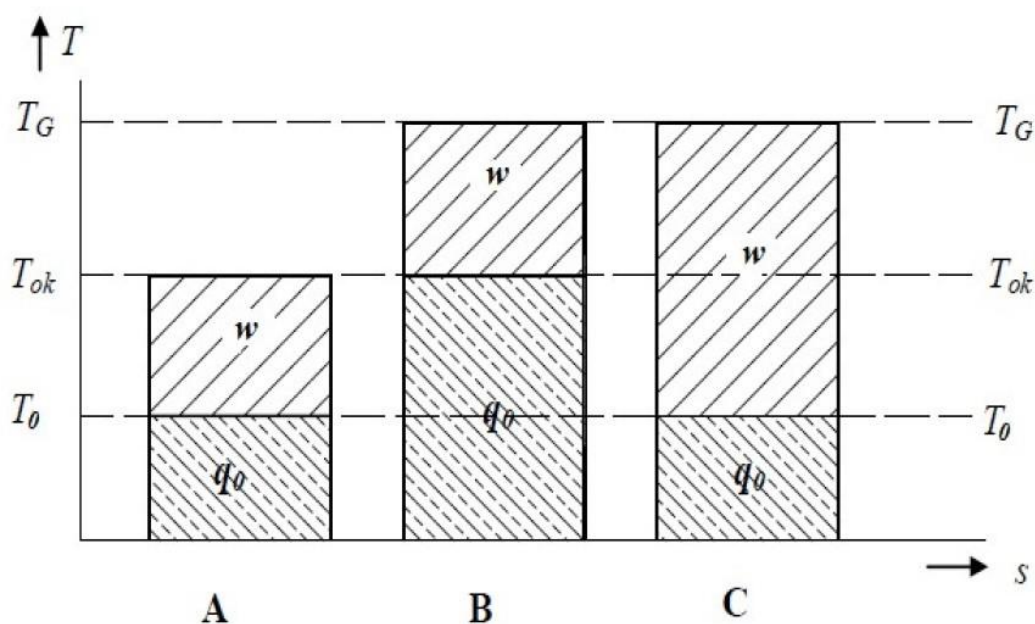
Nekoliko je osnovnih mogućnosti njihove primjene u stambenim, poslovnim i sličnim zgradama (hoteli, ugostiteljski objekti i sl.):

- Kao izvor toplinskog učina u sustavu grijanja i/ili pripreme PTV-a
- Kao izvor toplinskog i rashladnog učina u sustavu grijanja, ventilacije i klimatizacije
- Kao izvor toplinskog učina u sustavu grijanja i/ili pripreme PTV-a i kao izvor rashladnog učina u sustavu klimatizacije i ventilacije

Uz to dizalice topline se mogu koristiti i u raznim proizvodnim pogonima i procesima.

Da sumiramo, dizalice topline imaju sposobnost prijenosa topline na višu energetska razinu, a s obzirom na namjenu razlikujemo tri vrste procesa što je vidljivo na slici 2.:

1. Kada lijevokretni kružni proces koristimo za prijenos topline s niske temperature na višu okolišnu temperaturu, tada govorimo o rashladnom procesu.
2. Ako kružni proces koristimo da prenesemo toplinu s okolišne na neku višu temperaturu, npr. radi grijanja, takav proces nazivamo ogrjevnim procesom, a uređaj se obično naziva dizalica topline.
3. Ogrjevno – rashladnim procesom nazivamo proces kod kojeg se toplina prenosi s temperature niže od okolišne na temperaturu višu od okolišne.



Slika 2. Proces s dizalicom topline prikazani u T-s dijagramu [1]
(A - rashladni proces, B – ogrjevni proces, C – rashladno – ogrjevni proces)

2.2.1. Dizalice topline u rashladnim sustavima [2]

Rashladni uređaj je onaj uređaj koji se bavi hlađenjem neke tvari ili materije na temperaturu nižu od temperature okoline $T_{hl} < T_{ok}$. To možemo postići na dva načina:

- Aktivno.
- Pasivno.

Aktivno hlađenje odnosi se na rad dizalice topline kao rashladnog uređaja. To je proces u kojemu se toplina odvodi od hlađenog prostora (koji je na temperaturi manjoj od temperature okoliša), predaje isparivaču u kojemu isparava radna tvar koja kruži sustavom, i konačno na kondenzatoru ponovno kondenzira predajući toplinu okolišu (zraku, tlu ili podzemnoj/površinskoj vodi). Takvo je rješenje tehnički najprikladnije iako sustav i dalje troši kompenzacijsku energiju u obliku električne energije za rad kompresora.

Pasivno hlađenje za razliku od aktivnoga koristi direktnu izmjenu topline između toplinskog ponora i zraka u prostoriji. To znači da se toplina izmjenjuje s toplinskim ponorom pri čemu se posredni medij hladi. Za razliku od aktivnog hlađenja ovaj sustav ne treba kompenzacijsku energiju, tj. troši samo električnu energiju za pogon pumpe. Izvedba ovakvoga sustava je kompliciranija u odnosu na sustav s aktivnim hlađenjem jer je korištenje toplinskih izvora ograničeno na površinske ili dubinske slojeve tla, te podzemne vode.

2.2.2. Kompresijske dizalice topline [4]

Kompresijski rashladni uređaji koriste mehaničku energiju za kompenzacijsku energiju, tj. za povišenje energetske razine radne tvari. Najveći broj komercijalnih rashladnih i klima uređaja pogonjen je upravo elektromotornim kompresorom. Ovaj sustav se sastoji od četiri glavna procesa koji se odvijaju kružno:

- Isparivanje
- Kompresija
- Kondenzacija
- Ekspanzija

Svaki od tih procesa se odvija na određenoj komponenti, pa prema tome razlikujemo i četiri osnovne komponente kompresijskih dizalica topline: isparivač, kompresor, kondenzator i ekspanzijski ventil. Uz osnovne komponente u sustavu se nalazi još i cjevovod, regulacijske komponente i radna tvar.

Isparivač

Isparivač je komponenta dizalice topline u kojoj dolazi do potpunog isparivanja i pregrijanja radne tvari. Pregrijanje se provodi s ciljem sprječavanja usisa kapljevite radne tvari u kompresor i na taj način prječavanja opasnosti od hidrauličkog udara. Toplina koja se dovodi radnoj tvari za isparivanje uzima se iz hlađenog prostora te ga tako hladi ostvarujući odgovarajući rashladni učinak (u sustavu grijanja moguća je izmjena topline s vodom ili tlom). Rashladni učin ovisi o površini izmjenjivača, temperaturnoj razlici između medija i okoline, koeficijentu prolaza topline isparivača i fizikalnim svojstvima radne tvari. Izvedba izmjenjivača moguća je u suhoj i potopljenoj varijanti.

Kompresor

Usisava radnu tvar koja isparava na isparivaču, te ju komprimira na viši radni tlak i temperaturu. To znači da je radnoj tvari porasla energetska vrijednost dovođenjem energije (rada). Kompresori prema izvedbi mogu biti otvoreni, poluhermetički i hermetički, dok prema načinu rada razlikujemo klipne kompresore, vijčane kompresore, spiralne kompresore i turbokompresore.

Kondenzator

Omogućuje hlađenje i kondenzaciju, te naknadno pothlađenje radne tvari. Pothlađenje se izvodi s ciljem osiguranja jednofaznog strujanja kroz sljedeći element - ekspanzijski ventil. Toplina koja se odvodi od radne tvari predaje se neposrednom okolišu i to zrakom hlađenim ili vodom hlađenim kondenzatorom.

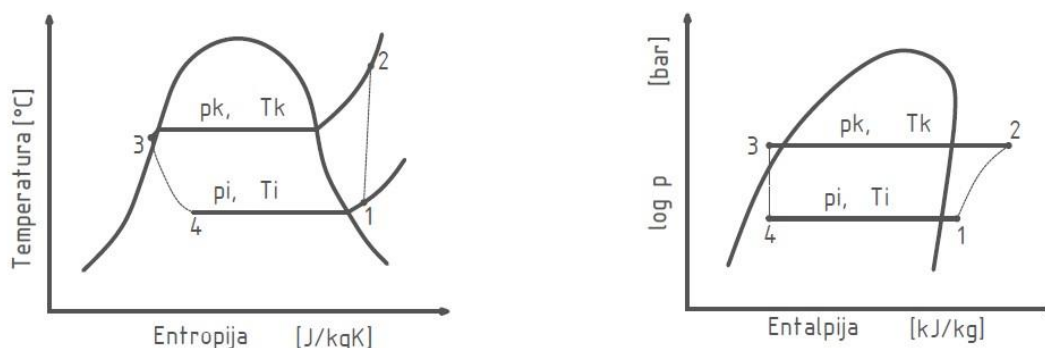
Ekspanzijski ventil

Glavna zadaća ekspanzijskog ventila je prigušenje radne tvari (sniženje energetske vrijednosti) s tlaka kondenzacije na tlak isparavanja i regulacija protoka radne tvari. Najčešći ventili u

upotrebi su jednostavna kapilarna cijev, termostatski ekspanzijski ventil (TEV) i ekspanzijski ventil s elektroničkim upravljanjem.

2.3. Opis rashladnog procesa [1]

Proces započinje usisavanjem pregrijane pare stanja 1 u kompresor u kojemu se radna tvar tlačí, primajući energiju od kompresora, na točku 2 tlaka kondenzacije. Ovaj proces se odvija politropski. Pregrijana para stanja 2 zatim ulazi u kondenzator u kojemu, predajući toplinu zraku (ili nekome drugome toplinskom ponoru), pri kondenzatorskom tlaku kondenzira na radno stanje broj 3. Kondenzirana kapljevina zatim ekspandira na prigušnome ventilu pri čemu joj se smanjuje energetska vrijednost i tlak na vrijednost tlaka isparivanja čime smo postigli točku 4. Ulaskom radne tvari u isparivač, koja je u stanju mokre pare (smjesa kapljevite i parne faze), pri konstantnom tlaku isparivanja dolazi do njenog isparivanja zbog odvođenja topline iz hlađenog prostora. Pri izlasku iz isparivača radna tvar je pregrijana čime se osigurava da smo postigli stanje pare i tako spriječili opasnost od hidrauličkog udara pri usisu u kompresor. Time je ponovno postignuto stanje broj 1 i proces se ciklički zatvara. Proces je prikazan u T-s i log p-h dijagramu na slici 3.



Slika 3. T-s i log p-h dijagrami rashladnog procesa

Specifični rashladni učinak izmjenjivača prikazan je razlikom entalpija između točke 1 i točke 4 što se jasno vidi u T-s dijagramu:

$$q_0 = h_1 - h_4$$

Specifični kompenzacijski rad koji kompresor iskoristi za komprimiranje radne tvari na tlak kondenzacije jednak je:

$$w = h_2 - h_1$$

Na kondenzatoru izmijenjena toplina može se prikazati preko razlike entalpija ili kao zbroj specifičnog rashladnog učina i rada kompresora pri čemu je :

$$q_k = h_2 - h_3$$

$$q_k = q_0 + w$$

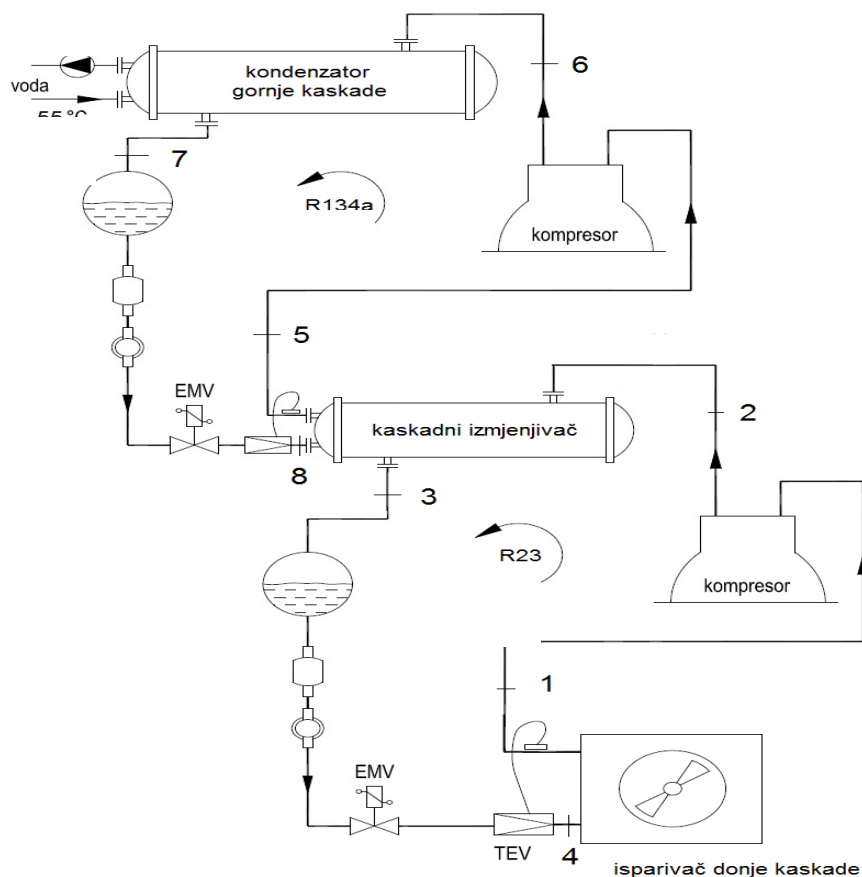
Za ocjenu procesa koristimo faktor hlađenja ε ili COP (eng. coefficient of performance). On je jednak omjeru toplinske energije koju je rashladni uređaj odveo iz nekog prostora i specifičnog rada kompresora kojim se ostvaruje proces:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{w} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

2.4. Kaskadni rashladni sustav [1][3]

Kaskadni rashladni sustav sastoji se od dva neovisna rashladna kruga koji dijele zajednički kaskadni izmjenjivač topline, generalno zvani kaskadni kondenzator. Sustav koji radi na višim temperaturama nazivamo gornji krug, odnosno visokotemperaturni krug, a sustav koji radi na nižim temperaturama nazivamo donjim krugom kaskadnog sustava, odnosno niskotemperaturnim krugom. Kod ovog sustava isparivač gornjeg kruga izmjenjuje toplinsku energiju s kondenzatorom donjeg kruga, preko kaskadnog kondenzatora, čime su toplinski povezana dva rashladna kruga. Radna tvar u isparivaču gornje kaskade se nalazi na nižoj temperaturnoj razini nego radna tvar u kondenzatoru donje kaskade kako bi se omogućio prijenos energije na kaskadom kondenzatoru. Temperaturne razlike između kaskada ovise o radnim temperaturama sustava, a kreću se od 3°C pa na više. Slika 4. prikazuje jedan kaskadni sustav.

Kaskadni sustav se upotrebljava u određenim industrijskim aplikacijama, gdje je potrebno ostvarivanje jako niskih temperatura hlađenja (npr. od -50 do -120°C), dok istovremeno postoji mogućnost za visokotemperaturnim grijanjem. Tim načinom se postiže velika temperaturna razlika između toplinskog izvora i toplinskog ponora. Takvi sustavi našli su primjenu u niskotemperaturnim spremištima, ledomatima, tunelima za zamrzavanje, supermarketima i mnogim drugim sistemima za hlađenje u prehrambenim, industrijskim i znanstvenim aplikacijama.



Slika 4. Kaskadni sustav

Biomedicinska očuvanja zahtijevaju hladne prostore za pohranu bioloških primjeraka poput matičnih stanica, oplodivih stanica, krvi i drugih organa. Da bi se spriječila oštećenja biološkim primjercima potrebno je ostvariti temperaturu hlađenja oko -80°C . Za dugoročno skladištenje biološkog materijala koriste se temperature ispod -120°C da bi se osiguralo od stvaranja kristalne jezgre i formiranja kristalne strukture. Ostvarivanje tih temperatura moguće je kaskadnim sustavom [11].

Obična jednostupanjska kompresijska dizalica topline u mogućnosti je ostvariti efektivno hlađenje do oko -40°C , dok se efikasnost počinje pogoršavati već ispod -35°C . Pri tim temperaturama većina tvari je blizu ledišta, a također karakterističan je i jako veliki specifični volumen pare radne tvari na izlazu iz isparivača, što zahtjeva velike dimenzije kompresora za usis te pare i postizanje visokih omjera kompresije, pa je jednostupanjska dizalice topline ograničena za rad u tim uvjetima.

Osim mogućnosti postizanja jako niskih temperatura hlađenja, važna prednost kaskadnih sustava je i smanjenje punjenja sustava radnom tvari u odnosu na konvencionalni jednostupanjski sustav. To je važno u industrijskim aplikacijama za smanjenje količine amonijaka ili drugih radnih tvari u postrojenjima. Na količinu radne tvari koja se puni u sustav najveći utjecaj ima gustoća kapljevite radne tvari. Gustoća znatno raste sa snižavanjem temperature što dovodi do potrebe za povećanjem količine radne pri nižim temperaturama, dok se korištenjem kaskadnog sustava omogućuje upotreba različitih radnih tvari s različitim gustoćama kapljevite faze za niže i više temperature, što konačno dovodi do smanjenja punjenja sustava. Sljedeća tablica prikazuje različite gustoće radnih tvari pri različitim temperaturama.

	Specifični volumen kapljevine, kg/m ³			
	30°C	0°C	-30°C	-50°C
R744	593,31	927,43	1075,70	1154,60
R290	484.6	529.1	567.2	590.5
R717	595.17	638.57	677.83	702.09
R134a	1187,50	1294,80	1388,40	1446,30

Tablica 1. Gustoće radnih tvari

Velika prednost kaskadnog sustava je i odabir radne tvari koja je najpogodnija za rad u pojedinom stupnju kaskade, ovisno o temperaturnom režimu rada. Prema tome radne tvari možemo podijeliti s obzirom na temperaturno područje rada, odnosno dali su namijenjene za donju ili gornju kaskadu. Sljedeća lista pokazuje radne tvari koje su najprikladnije za određenu kaskadu.

Donja kaskada: R23
R717
R744 (CO₂)
R170 (etan)
R150 (etilen)
R732 (kisik)
R724 (dušik)

Gornja kaskada: R717
R134a
R410A
R1234ze

Možemo primijetiti da među radnim tvarima namijenjenim za donju kaskadu prevladavaju prirodne radne tvari, dok se u gornjoj kaskadi uz amonijaka (R717) koriste halokarbonati i u novije vrijeme nova HFO skupina. Također, prednost odabira različitih vrsti radnih tvari za pojedine kaskade vidimo kod CO₂ – R717 sustava, kod kojih gornja kaskada koja sadržava otrovni amonijak može biti smještena u području strojarne, dok donja kaskada s CO₂ radnom tvari može biti smještena u prostor gdje povremeno borave ljudi.

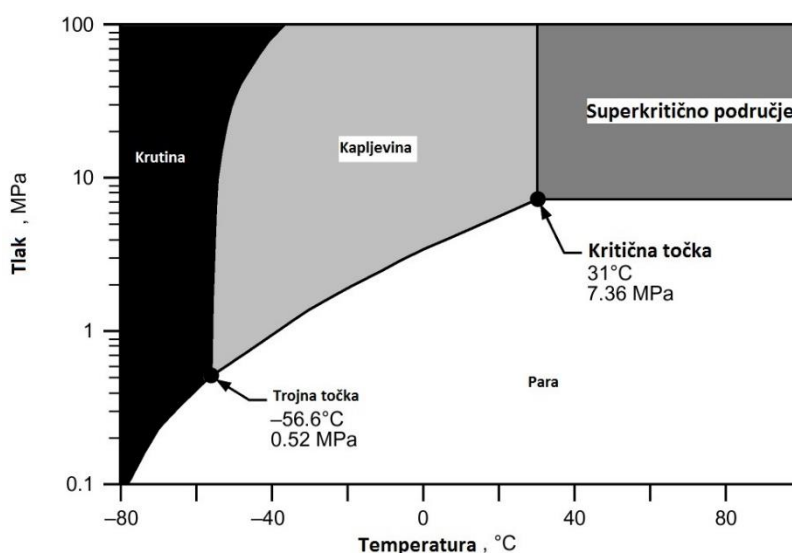
Veličina sustava utječe na izvedbu kaskadnog izmjenjivača topline. Za velike industrijske rashladne sustave koriste se „shell and tube“ cijevni izmjenjivač ili pločasti izmjenjivači, dok mali komercijalni sustavi koriste male pločaste izmjenjivače, koaksijalne izmjenjivače ili cijev u cijevi izmjenjivače. Izmjenjivač topline mora biti konstruiran izdržati velike tlakove i temperaturne promjene.

Iako neke teorijske studije pokazuju da su kaskadni sustavi u industrijskim postrojenjima manje efikasni od dvo-stupanjskog amonijačnog postrojenja, praktične primjene pokazuju manju potrošnju energije novoga CO₂ - kaskadnog postrojenja [3]. Drugi faktori kao smanjenje punjenja sustava amonijakom, jednostavnija regulacijska oprema i smanjeni operativni kadar osoblja bit će sigurno značajni u odluci dali primijeniti CO₂ kaskadni sustav. U komercijalnim aplikacijama najveća prednost CO₂ kaskadnog sustava je u smanjenju HFC-a, a samim time i njegove emisije u okoliš, te mogućnost zadržavanje određenog djela opreme HFC sustava (kompresora i kondenzatora) pri zamjeni postrojenja. Korisnici iz SAD-a i Europe pokazuju na činjenicu da je CO₂ kaskadni sustav u komercijalnim aplikacijama jednostavniji i lakši za održavanje, s manje upravljačkih izmjena nego postojeći HFC sustav. To ukazuje da su kaskadni rashladni sustavi u konačnici pouzdaniji i jeftiniji za održavanje nego konvencijalni sustavi [3].

2.4.1. CO₂ u kaskadnom rashladnom sustavu [1][3][11]

CO₂ je najčešće korištena radna tvar u donjoj kaskadi dok se za gornju kaskadu radna tvar odabire ovisno o namjeni prostora i temperaturnom području primjene. Tako se za industrijsko hlađenje najčešće koristi amonijak kao radna tvar u gornjoj kaskadi, dok se u supermarketima uz amonijak koriste i R134a i R290 (propan). Temperatura pri kojoj CO₂ postiže kritično područje je 31,1°C. Za to područje su karakteristični jako veliki radni tlakovi, za razliku od amonijačnih i HFC postrojenja, što je razlog primjene CO₂ u donjoj kaskadi. Možemo primijetiti da se kompletni rashladni proces za CO₂ odvija ispod kritične točke, duboko u „subkritičnom“ području gdje su radni tlakovi na razini u sustavima s klasičnim rashladnim

sredstvima (npr. za temperaturu $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ pripadajući radni tlak je zasićenja je 10 bar, dok za $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ 23 bara). Donja granica primjene ugljikovog dioksida kao radne tvari je $-56,6^{\circ}\text{C}$ pri tlaku od 5,17 bar, jer ispod te temperature radna tvar iz tekućeg prelazi u čvrsto stanje kao što prikazuje slika 5. Ta točka od $-56,6^{\circ}\text{C}$ pri tlaku od 5,17 bar se naziva trojnom točkom, odnosno točkom u faznom dijagramu u kojoj radna tvar postoji u sva tri agregatna stanja (plin, kapljevina i krutina) u međusobnoj termodinamičkoj ravnoteži. Jedan od načina da bi se zaobišao ovaj nedostatak je miješanje ugljikovog dioksida s drugim ugljikovodikom. Za niskotemperaturne aplikacije osim R23 (koji je zabranjen zbog visokog GWP-a), etan (R170) ima bolja termodinamička svojstva. Simulacijske studije i eksperimenti pokazuju da je mješavina CO_2 i etana u mogućnosti postići minimalnu temperaturu od -80°C [11].



Slika 5. Fazni dijagram CO_2 [3]

CO_2 / HFC kaskadni sustavi

Kaskadni rashladni sustavi u komercijalnim aplikacijama većinom koriste HFC skupinu (fluorirani ugljikovodici koji su djelomično halogenirani derivati zasićenih ugljikovodika koji sadrže vodik, a ne sadrže klor npr. R134a, R32...), ili povremeno čiste ugljikovodike (propan, izobutan, etan, metan) kao radne tvari u gornjoj kaskadi. Jedno od područja gdje su ovakvi sustavi našli primjenu su supermarketi zbog povoljnih operativnih i ekonomičnih razloga. Rashladni sustavi u supermarketima su velikih snaga i dimenzija komponenti i cjevovoda te zahtijevaju veliku količinu radne tvari za punjenje. Prosječno se oko 10 % radne tvari godišnje ispusti u okoliš, dio zbog kvarova, a dio zbog servisa i propuštanja sustava. Takvi sustavi imaju

negativan utjecaj na okoliš i globalno zatopljenje. Korištenje ovoga sustava smanjuje punjenje sustava radnom tvari do 75 %. Ovakvi sustavi u supermarketima su projektirani za višetemperaturno hlađenje i za zagrijavanje potrošne tople vode (PTV-a) ili zagrijavanje prostora [3].

CO₂ / R717 kaskadni sustavi

Industrijske rashladne primjene često sadrže velike količine amonijaka kao rashladne tvari. Kaskadni sustavi imaju mogućnost smanjiti punjenje sustava do približno 90 % u usporedbi s konvencionalnim amonijačnim sustavom istog kapaciteta[3]. Za većinu industrijskih kaskadnih sustava amonijačni krug je limitiran na područje strojarnice kako bi se smanjio rizik od procurivanja u proizvodnim pogonima i skladištima gdje boravi veći broj ljudi. Kod konstrukcije ovakvoga sustava treba obratiti pažnju na konstrukcijsku izvedbu kaskadnog izmjenjivača koji mora biti konstruiran da izdrži visoke tlakove i temperaturne promjene radnih tvari. Ove dvije radne tvari nisu kompatibilne jedna s drugom, pa bi njihovo miješanje značilo blokiranje amonijačnog kruga i izvršavanje iz pogona kaskadnog sustava na produženi period. Kod ovog sustava treba napomenuti da se radna temperatura kondenzacije amonijaka mijenja s promjenom temperature okoline i ona je obično za 10-15 °C viša od temperature okoline.

2.5. Radne tvari [1]

Radne tvari su uobičajeni naziv za medije koji cirkuliraju unutar rashladnog sustava. One preuzimaju toplinsku energiju u jednom od dijelova rashladnog uređaja, te ju prenose na drugi dio, odakle se predaje okolišu. Prema kemijskom sastavu dijelimo ih na pet osnovnih skupina:

- Halogenirani ugljikovodici
- Čisti ugljikovodici
- Zeotropske smjese
- Azeotropske smjese
- Anorganske tvari

Halogenirani ugljikovodici su kemijski spojevi kod kojih je jedan ili više atoma vodika u ugljikovodiku zamijenjen atomima halogenih elemenata (klora, fluora ili broma). Poznati su i pod trgovačkim nazivom „Freoni“. Halokarbonati se dijele (prema engleskim kraticama) u četiri skupine:

- CFC – klorfluorugljici (potpuno halogenirani derivati zasićenih ugljikovodika – R11, R12),
- HCFC – klorfluorugljikovodici (djelomično halogenirani derivati zasićenih ugljikovodika koji sadrže vodik i klor – R22, R23),
- HFC – fluorirani ugljikovodici (djelomično halogenirani derivati zasićenih ugljikovodika koji sadrže vodik i ne sadrže klor – R134a, R32)
- HFO skupina – eng. hydroflourofelin (nova generacija radnih tvari bez utjecaja na ozonski omotač i s malim indeksom utjecaja na globalno zatopljenje (GWP: 4-6) – R1234yf, R1234ze).

Čisti ugljikovodici su kemijski spojevi ugljika i vodika koji čine takozvani homologni niz alkana, s općom formulom C_nH_{2n+2} . U rashladnim sustavima koriste se najčešće metan - CH_4 (R50), etan C_2H_6 (R170), propan C_3H_8 (R290) i izo-butan (R600a).

Zeotropske smjese su mješavine dvije ili više radnih tvari koje karakterizira klizanje temperature pri isparavanju uz promjenu omjera koncentracije pare i kapljevine. Najčešće korištene zeotropske smjese su R404A, R407A, R404C i R410A.

Azeotropske smjese su mješavine dvije ili više radnih tvari kod kojih ne dolazi do klizanja temperatura pri isparavanju, tj. ponašaju se kao jednokomponentne radne tvari. Tu spadaju R500, R502, R507.

Anorganske tvari su kemijski spojevi anorganskog porijekla koje se zbog svojih fizikalnih i kemijskih svojstava mogu koristiti u rashladnim sustavima. U ovu skupinu ubrajamo amonijak (NH_3 , R717), vodu (H_2O , R718), ugljični dioksid (CO_2 , R744) i zrak (R729).

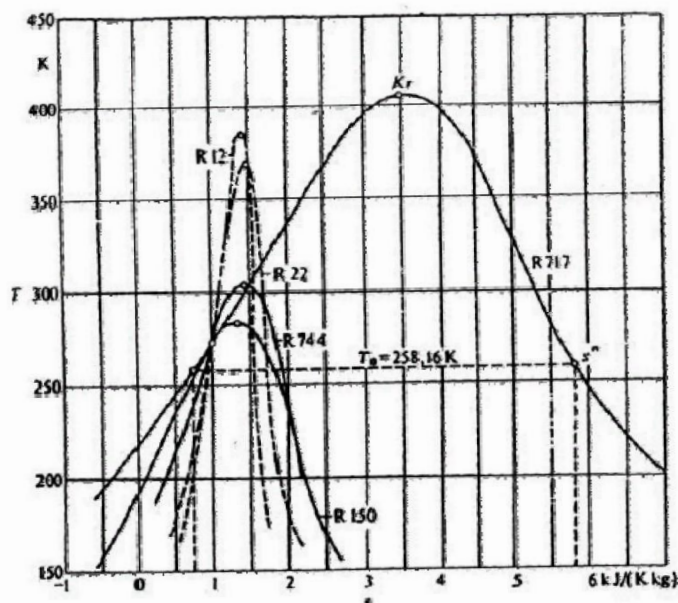
Treba napomenuti da radne tvari R12, R22, R23, R500 i R502 iz gore nabrojanih radnih tvari imaju zabranu korištenja zbog nepovoljnog utjecaja na ozonski omotač ($ODP > 0$).

2.5.1. Svojstva radnih tvari [1][4]

Svojstva radnih tvari važan su čimbenik pri odabiru odgovarajuće radne tvari za pojedini proces. Svojstva radnih tvari određuju parametre sustava kao što su:

-protočna količina radne tvari,

- veličina kompresora,
- dimenzije izmjenjivača,
- dimenzije cjevovoda,
- punjenje sustava.



Slika 6. Zasićena područja nekih radnih tvari u T,s – dijagramu [1]

Dijagram na slici 6. prikazuje položaj kritične točke u odnosu na područje rada uređaja. Uz pomoć dijagrama možemo odrediti i toplinu isparivanja pri određenim temperaturama. Također je vidljivo da radna tvar R717 (Amonijak) ima visoko podignutu kritičnu temperaturu, koja iznosi 132,3°C što je jedan od razloga zašto se ta radna tvar koristi u gornjim kaskadama, dok npr. R744 (CO_2) ima kritičnu temperaturu od 31,1°C, pa se koristi u donjoj kaskadi, daleko od kritične temperature i kritičnih tlakova.

Vezano uz radne tlakove, preporučuje se odabir radnih tvari koje pri temperaturi isparivanja imaju radni tlak nešto viši od okolišnog kako bi se spriječila mogućnost usisavanja zraka u sustav. Poželjno je i da tlakovi pri uobičajenim temperaturama kondenzacije ne budu previsoki, jer je tada potreban manji utrošak rada na kompresoru za kompresiju radne tvari, čime se postiže veća iskoristivost sustava, a i potrebne su manje dimenzije komponenti sustava. Sljedeća tablica prikazuje kompresijske omjere za radne tvari korištene u ovome radu.

Temperatura isparavanja (°C)	-60	-30	-15	0
Temperatura kondenzacije (°C)	+30	+30	+30	+60
R744 (CO ₂)	-	5,05	3,15	-
R717 (Amonijak)	53,28	9,77	4,94	4,85
R134a	-	9,53	4,69	5,99
R290 (propan)	25,33	6,46	3,74	4,47

Tablica 2. Kompresijski omjer radnih tvari pri različitim temperaturama [4]

Amonijak (R717) [1]

Gledajući s energetskog i ekološkog stajališta amonijak je najbolja radna tvar i gotovo je nezamjenjiva u industrijskim postrojenjima. Njegova primjena nalazi se u sustavima za brzo hlađenje i skladištenje hrane (tuneli i rashladne komore), zatim u industriji pića, mliječnoj industriji, umjetnim klizalištima itd.

Glavna osobina amonijaka, koja ga čini najraširenijom radnom tvari u industrijskoj primjeni hlađenja, je njegova daleko najveća latentna toplina isparavanja ($r = 1312,4 \text{ kJ/kg}$ kod -15°C) što znači veliku prednost kod ostvarivanja većih i najvećih rashladnih učinā (rezultira razmjerno malim kompresorima, cjevovodima, izmjenjivačima topline i ostalim instalacijama). Zbog male gustoće parovite i kapljevite faze, padovi tlaka kroz sustav su znatno manji, što je posebno dobro u dugačkim cjevovodima. Amonijak je manje osjetljiv na vlagu u sustavu i ne mješa se s uljem.

Sa stajališta zaštite okoliša R717 je najprihvatljivija radna tvar. Ispuštanjem u atmosferu nema utjecaja na razgradnju ozona, $\text{ODP} = 0$ (eng. Ozone Depletion Potential), niti na efekt staklenika, $\text{GWP} = 0$ (eng. Global Warming Potential).

Glavni nedostatak amonijaka koji mu ograničava upotrebu, posebno u gusto naseljenom području, je njegova otrovnost i zapaljivost. Amonijak je otrovan u smjesi sa zrakom u volumnom udjelu od 0.5 do 0.6 %. Također spada u zapaljive i eksplozivne tvari, a temperatura zapaljenja mu je 651°C , dok je eksplozivan pri volumnom udjelu u zraku od 15,3 – 27 %. Zbog štetnog utjecaja na bakar u najmanjem prisustvu vlage, ograničena mu je upotreba u poluhermetičkim i hermetičkim kompresorima. Amonijak ima i strmo položene izobare u pregrijanom području, zbog čega je temperatura na kraju kompresije često prevelika, te se uvjetuje korištenje evaporativnih kondenzatora za kondenzaciju radne tvari. S amonijakom u sustavu rijetko se koriste zrakom hlađeni kondenzatori.

Ugljikov dioksid (R744) [1]

CO₂ je jedna od najstarijih radnih tvari u rashladnoj tehnici. Bila je jako popularna radna tvar početkom prošloga stoljeća zbog niske cijene, neotrovnosti i nezapaljivosti. Iako neotrovan, ugljikov dioksid u većim količinama može izazvati gušenje. Ima znatno veći volumetrički rashladni učin (umnožak gustoće radne tvari na usisu u kompresor i specifičnog rashladnog učinka – izravno utječe na kapacitet sustava) od amonijaka što znatno smanjuje dimenzije uređaja.

Nepovoljna termodinamička karakteristika koja ograničava uporabu CO₂ u standardnim aplikacijama hlađenja je relativno niska temperatura trojne i kritične točke. Kritična temperatura iznosi 31,1°C uz tlak od 73,8 bar, dok temperatura trojne točke iznosi

-56,6°C uz tlak od 5,2 bar. Iz toga razloga primjena ugljikovog dioksida je prihvatljiva u industriji i u većim komercijalnim rashladnim sustavima, pri čemu se CO₂ koristi kao radna tvar u donjoj kaskadi kaskadnih rashladnih uređaja.

Ugljikov dioksid ne utječe na razgradnju ozona, ODP=0, a ima maleni utjecaj na globalno zagrijavanje GWP=1. Također to je plin bez boje i mirisa, a kemijski je stabilan. CO₂ je kompatibilan s gotovo svim konstrukcijskim materijalima (osim s nekim materijalima za izradu brtvi) i uljima koja se koriste za podmazivanje.

3. TERMODINAMIČKA ANALIZA KASKADNOG RASHLASNOG SUSTAVA

Termodinamička analiza kaskadnog rashladnog sustava u ovom radu provedena je u programskom paketu Genetron Properties 1.3, a provodila se sa sljedećim pretpostavkama:

- Adijabatska kompresija s izentropskim koeficijentom od 0.65 u oba kaskadna kompresora
- Zanimarivi padovi tlaka i temperature u cjevovodima
- Izmjena topline u izmjenjivaču topline između kaskada je izobarna
- Zanimarive promjene u potencijalnoj i kinetičkoj energiji

Slika 7. prikazuje kaskadni sustav, dok slika 8. prikazane radne točke kaskadnog sustava u T-s i log p-h dijagramu.

Kao što je već spomenuto kod kaskadnog sustava razlikujemo niskotemperaturni krug kod kojeg isparivač prima toplinu od hlađenog prostora i predaje ju kaskadnom kondenzatoru koji predaje toplinu visokotemperaturnom krugu. Za kaskadni sustav vrijede sljedeće jednadžbe za energiju i maseni protok:

Rashladni učin niskotemperaturnog isparivača Q_L :

$$Q_{LT} = q_{m1} \times (h_1 - h_4)$$

Snaga kompresora niskotemperaturnog kruga P_L :

$$P_{LT} = q_{m1} \times (h_2 - h_1)$$

Snaga kompresora visokotemperaturnog kruga P_H :

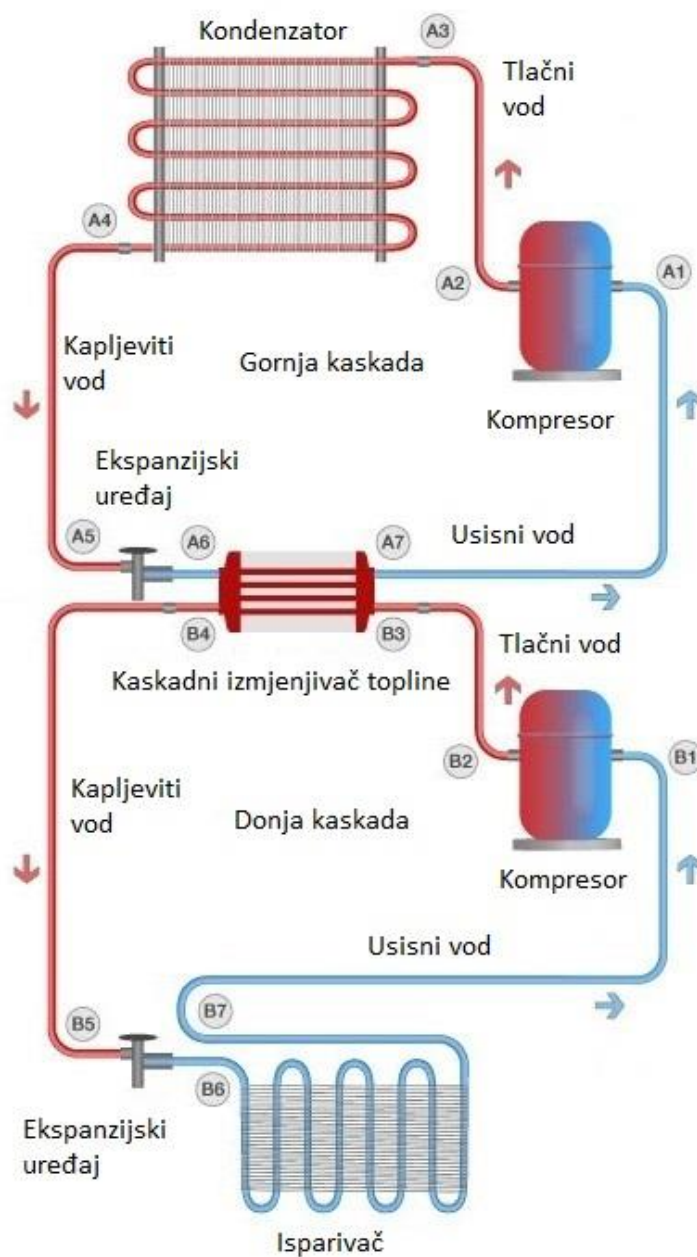
$$P_{HT} = q_{m2} \times (h_6 - h_5)$$

Toplina izmijenjena u kaskadnom rashladnom sustavu između kaskada:

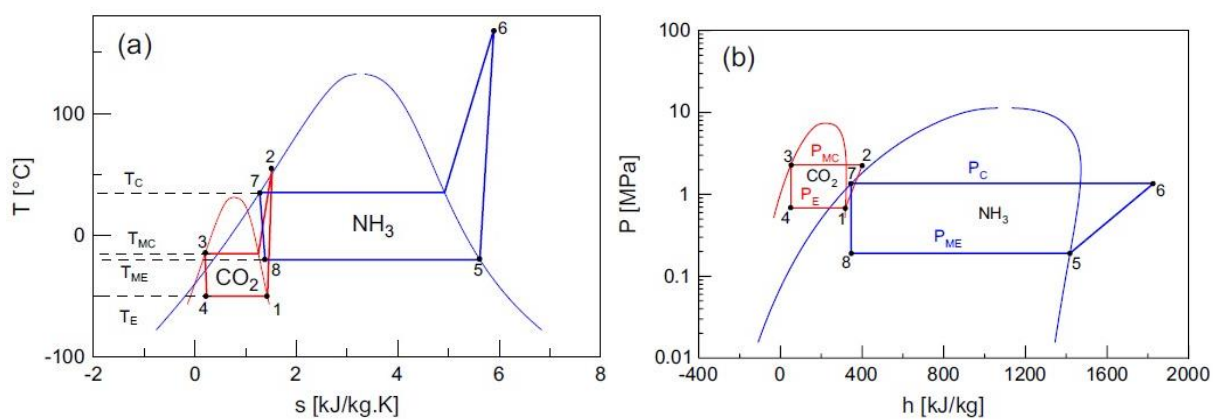
$$Q_{CAS} = q_{m1} \times (h_3 - h_2) = q_{m2} \times (h_5 - h_8)$$

Toplina izmijenjena na kondenzatoru gornje kaskade ili visokotemperaturnom krugu:

$$Q_{HT} = q_{m2} \times (h_7 - h_6)$$



Slika 7. Kaskadni sustav



Slika 8. T-s. i log p-h dijagram kaskadnog sustava

Faktor hlađenja COP pojedinih kaskada se računa prema

$$COP_{LT} = \frac{Q_{LT}}{P_{LT}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$COP_{HT} = \frac{Q_{HT}}{P_{HT}} = \frac{h_5 - h_8}{h_6 - h_5}$$

Ukupni faktor hlađenja COP kaskadnog rashladnog sustava:

$$COP = \frac{Q_{LT}}{P_{LT} + P_{HT}} = \frac{q_{m1} \times (h_1 - h_4)}{q_{m1}(h_2 - h_1) + q_{m2} \times (h_6 - h_5)}$$

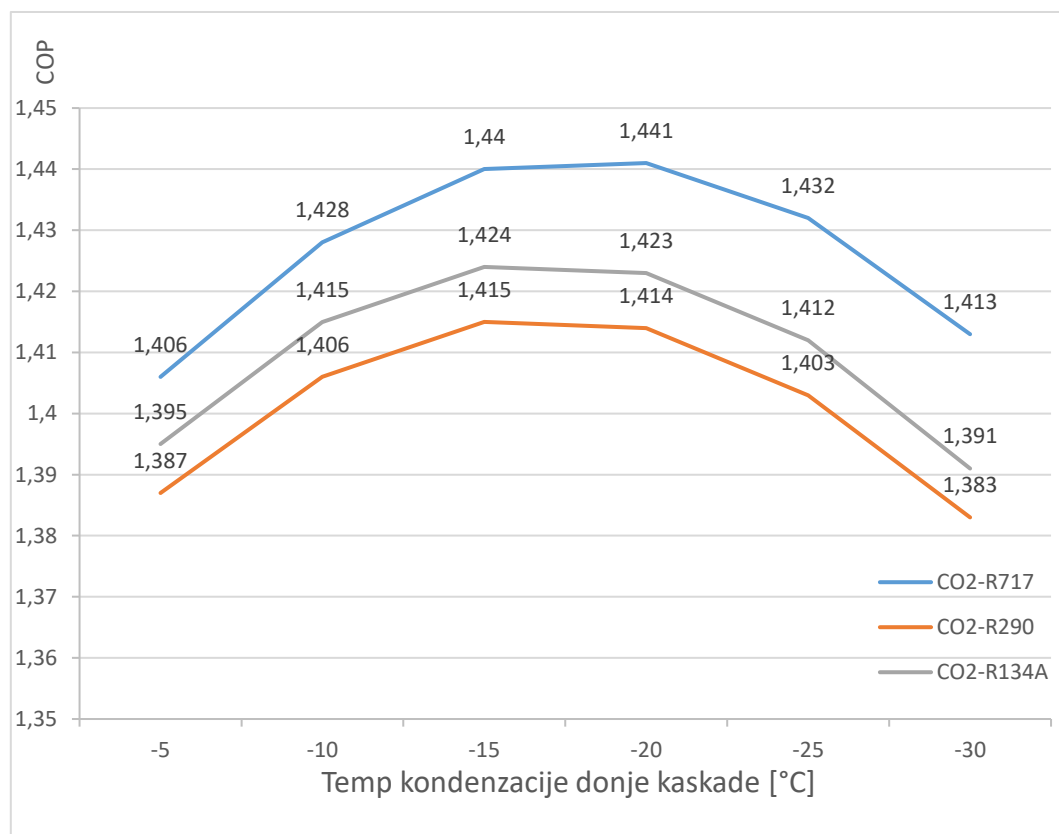
Parametri korišteni za određivanje optimalne temperature kondenzacije, a samim time i najvećeg COP-a su sljedeći:

- Temperatura isparavanja za donju kaskadu iznosi $T_{i, LT} = -45^\circ\text{C}$
- Temperature kondenzacije za gornju kaskadu su $T_{k, HT} = 30^\circ\text{C}, 35^\circ\text{C}, 40^\circ\text{C}$
- Razlike u temperaturi između kaskada na izmjenjivaču topline $\Delta T = 4^\circ\text{C}, 5^\circ\text{C}, 6^\circ\text{C}$
- Temperature pothlađenja na kondenzatorima gornje i donje kaskade iznose $\Delta T_{\text{poth, LT}} = \Delta T_{\text{poth, HT}} = 3^\circ\text{C}$
- Temperature pregrijanja na isparivačima iznose: $\Delta T_{\text{preg, LT}} = \Delta T_{\text{preg, HT}} = 5^\circ\text{C}$ (iznimku čini kaskadni sustav s radnom tvari R744/R414 gdje je u gornjoj kaskadi s amonijakom $\Delta T_{\text{preg, HT}} = 0^\circ\text{C}$)
- Izentropski koeficijent kompresije u kompresorima obje kaskade iznosi $\eta_{\text{isen}} = 0.65$
- Potreban rashladni učin isparivača donje kaskade $Q_{LT} = Q_i = 90\,000\text{ W}$

3.1. Utjecaj temperature kondenzacije kaskadnog izmjenjivača na COP

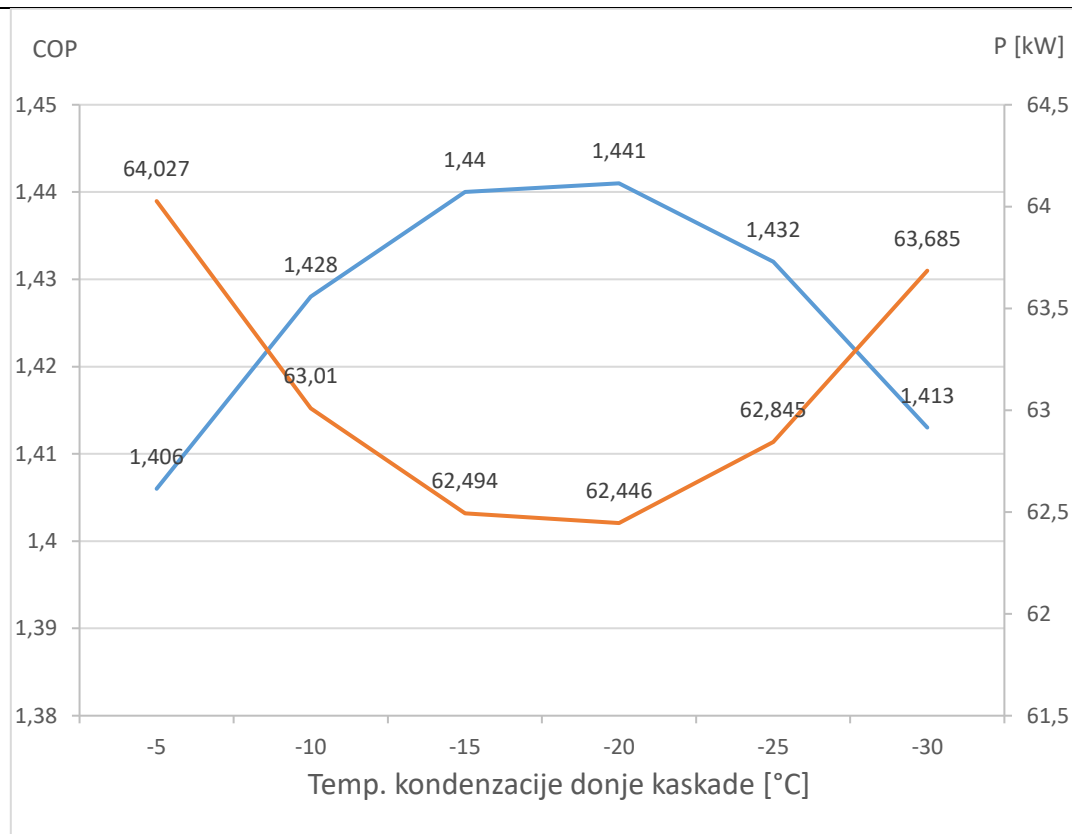
Usporedimo li ponašanje različitih radnih tvari prema promjeni temperature kondenzacije kaskadnog kondenzatora, kao što to prikazuje slika 10., jasno je vidljivo da ugljikov dioksid u kombinaciji s amonijakom pokazuje najbolji koeficijent iskoristivosti, a zatim slijedi par ugljikov dioksid s fluoriranim ugljikovodikom (R134a) i konačno CO_2 i propan (R290). Iako pokazuje najbolji koeficijent iskoristivosti zbog svojih odličnih termofizikalnih svojstava, zbog već spomenutih nedostataka poput zapaljivost i otrovnost njegova primjena je ograničena, posebno u gusto naseljenim područjima. Sljedeći par radnih tvari (R744-R134a) pokazuje malo lošiji COP, međutim povišeni GWP od 1430 također ograničava njegovu upotrebu. Konačno ostaje nam ugljikov dioksid u kombinaciji s propanom u gornjoj kaskadi s malo lošijim termodinamičkim svojstvima, ali posebnu pažnju treba posvetiti njegovoj zapaljivosti. U dijagramu možemo vidjeti i da različite radne tvari postižu optimalan COP na različitim

temperaturama. Tako je za radnu tvar R717-R744 optimalna temperatura kondenzacije je -20°C, dok za R717-R134a i R717-R290 optimalna temperatura kondenzacije kaskadnog kondenzatora je nešto viša i iznosi -15°C. Pošto pokazuje najbolji COP za sljedeća razmatranja će se koristiti kaskadni sustav s kombinacijom radnih tvari R717-R744, ukoliko nije drugačije navedeno.



Slika 9. COP različitih radnih tvari u ovisnosti o temperaturi kondenzacije donje kaskade

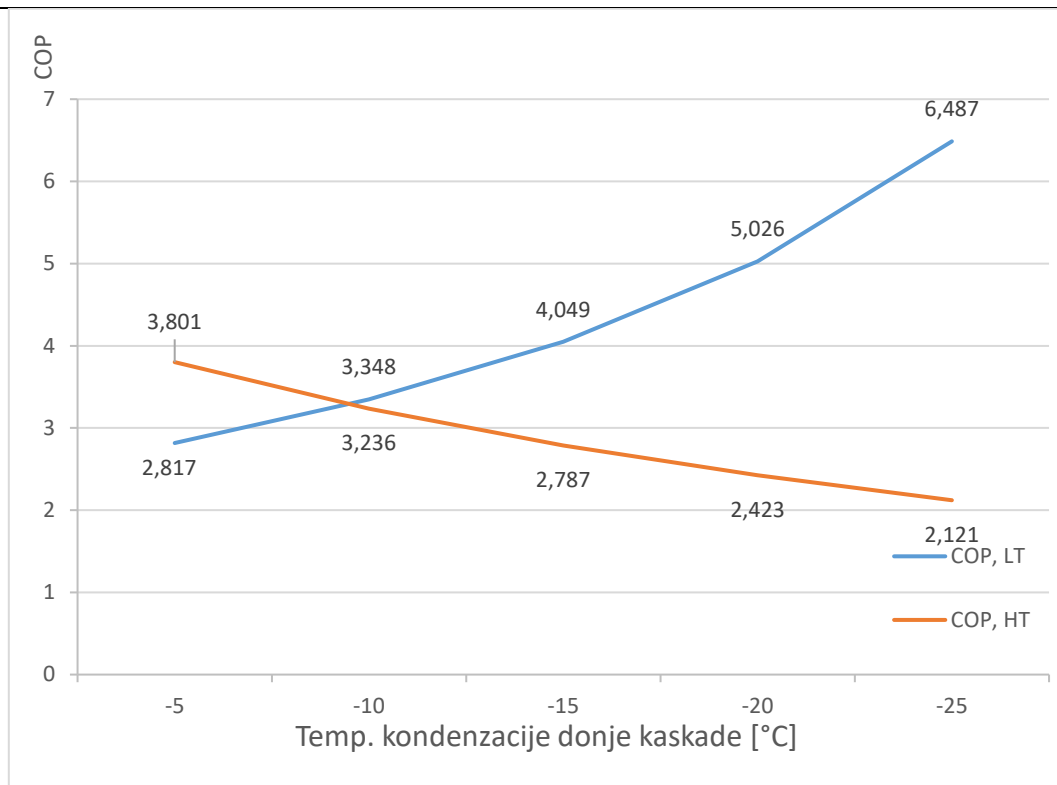
Dijagram na slici 10. prikazuje utjecaj temperature kondenzacije donje kaskade zajedničkog izmjenjivača topline na COP. Korišteni parametri su temperatura isparivanja $T_i = -45^\circ\text{C}$, temperatura kondenzacije $T_k = 30^\circ\text{C}$, razlika temperatura između kaskada $\Delta T = 4^\circ\text{C}$, dok je korištena radna tvar ugljikov dioksid (R744) za donju kaskadu i amonijak (R717) za gornju kaskadu. Iz dijagrama se jasno vidi da COP raste sa snižavanjem temperature kondenzacije do približno -20°C , nakon čega počinje opadati s daljnjim snižavanjem temperature. To znači da je pri temperaturi kondenzacije od -20°C postignut optimalni odnos iskoristivosti između donje i gornje kaskade. Također u dijagramu možemo vidjeti da je pri temperaturi -20°C utrošen najmanji rad za kompresiju radnih tvari (WD- eng. work done)



Slika 10. Utjecaj temperature kondenzacije donje kaskade na COP za R744-R717 sustav

Na slici 11. možemo vidjeti utjecaj temperature na iskoristivost pojedine kaskade. Iako u dijagramu vidimo nagli rast iskoristivosti u donjoj kaskadi i ne tako izražen pad u gornjoj kaskadi, optimalna radna temperatura je oko -20°C . Povećanje iskoristivosti donje kaskade rezultat je sve manjeg rada potrebnog za kompresiju radne tvari kako bismo postigli željenu temperaturu kondenzacije, ali to isto znači veći potrebn rad za kompresiju radne tvari u gornjoj kaskadi zbog snižavanja temperature isparavanja gorenje kaskade uz nepromijenjenu temperaturu kondenzacije gornje kaskade. To je upravo i razlog zašto je optimalna temperatura kondenzacije donje kaskade oko -20°C jer pri toj temperaturi oba kompresora zajednički troše najmanje rada za kompresiju radnih tvari.

U tablici 3. nalaze se vrijednosti COP za kaskadni sustav koji koristi CO_2 u donjoj kaskadi i NH_3 u gornjoj kaskadi pri temperaturi isparavanja donje kaskade od -45°C i temperaturi kondenzacije gornje kaskade od 30°C uz promjenjive temperaturama kondenzacije donje kaskade i različitih temperaturnih razlika na kaskadnom kondenzatoru.



Slika 11. Utjecaj temperature kondenzacije na COP pojedine kaskade za R744-R717 sustav

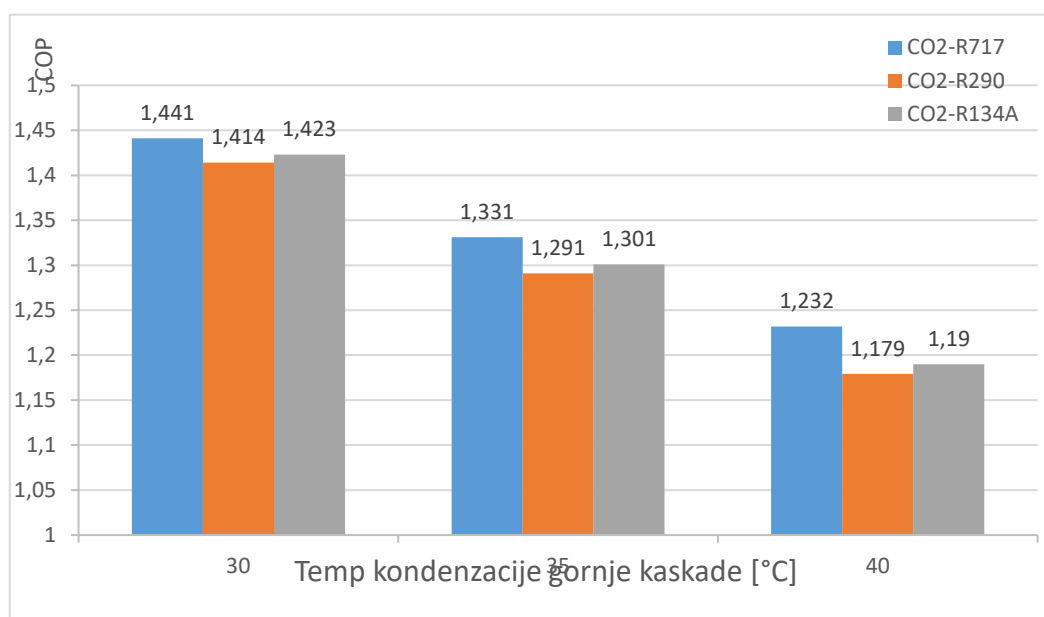
$T_{i,LT}$ [°C]	$T_{k,LT}$ [°C]	ΔT [°C]	$T_{i,HT}$ [°C]	$T_{k,HT}$ [°C]	COP
-45	-10	4	-14	30	1,428
-45	-10	5	-15	30	1,403
-45	-10	6	-16	30	1,379
-45	-15	4	-19	30	1,440
-45	-15	5	-20	30	1,414
-45	-15	6	-21	30	1,388
-45	-20	4	-24	30	1,441
-45	-20	5	-25	30	1,414
-45	-20	6	-26	30	1,386
-45	-25	4	-29	30	1,432
-45	-25	5	-30	30	1,415
-45	-25	6	-31	30	1,397

Tablica 3. COP kaskadnog sustava

3.2. Utjecaj temperature kondenzacije gornje kaskade na COP

Prije projektiranja kaskadnog sustava potrebno je odrediti raspoloživi ponor za preuzimanje topline kondenzacije kaskadnog sustava. Ovisno o veličini sustava, većinom su u upotrebi zrakom i vodom hlađeni kondenzatori. Vodom hlađeni kondenzatori su manjih dimenzija, ostvaruju znatno niže temperature kondenzacija, međutim za veće sustave potrebna je veća količina vode, što u područjima s visokom cijenom vode, može predstavljati veliki trošak. Uz to potrebna je priprema vode od strane stručnjaka za veće protoke i konstantno održavanje sustava. Zrakom hlađeni kompresori su većih dimenzija, ostvaruju veće temperature kondenzacije i podložni su promjeni temperature okoline, ali znatno lakši za održavanje.

Slika 12. nam pokazuje ukupnu iskoristivost sustava za temperature kondenzacije od 30°C, 35°C i 40°C za različite parove radnih tvari. Dijagram jasno prikazuje pad COP s porastom temperature kondenzacije kod svih radnih tvari. Razlog tome je povećanje tlaka kondenzacije, koji raste s povećanjem temperature, a s time i povećanje omjera kompresije, što dovodi do potrebe za većim uloženim radom za kompresiju. Kako je COP omjer između dobivene rashladne energije i uloženog rada, jasno je da s povećanjem rada potrebnog za kompresiju radne tvari na viši tlak opada ukupna iskoristivost sustava. Time dolazimo do zaključka da vodom hlađeni kondenzatori koji imaju nižu temperaturu kondenzacije ostvaruju veći COP, dok zrakom hlađeni kondenzatori kod kojih temperatura kondenzacije gornje kaskade ovisi o temperaturi okoliša imaju promjenjiv COP tijekom cijele godine.



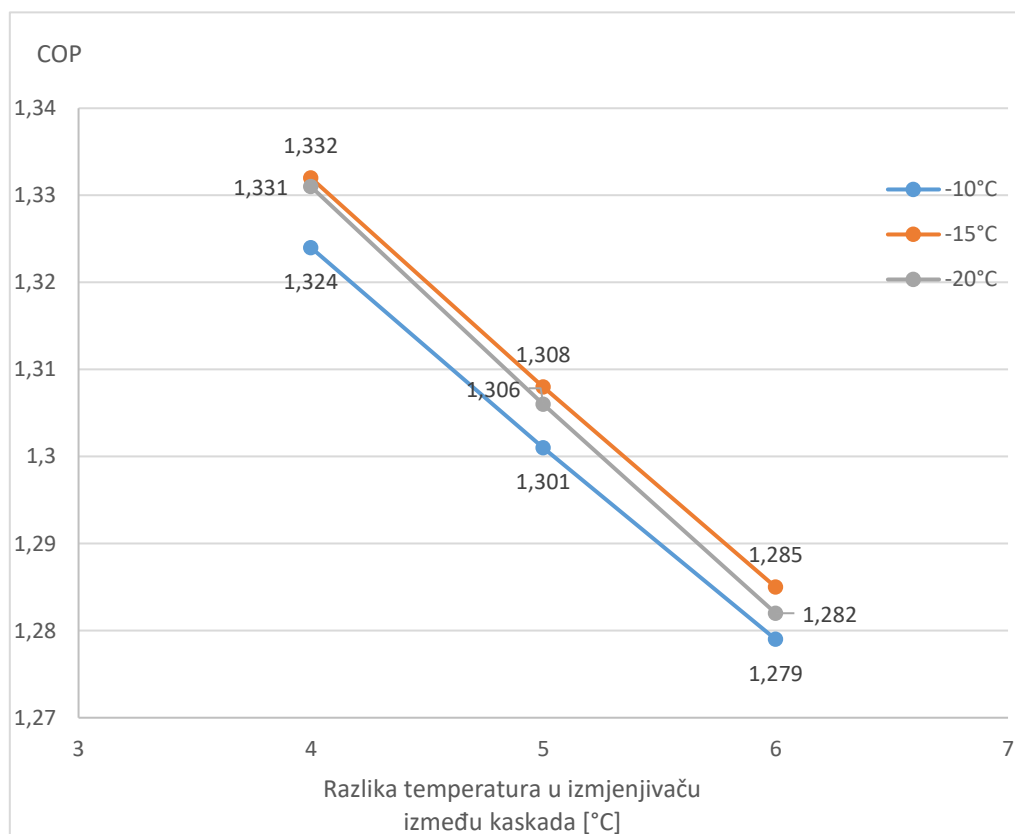
Slika 12. Utjecaj temperature kondenzacije gornje kaskade na ukupni COP za različite radne tvari

3.3. Utjecaj razlike temperatura na kaskadnom izmjenjivaču na ukupni COP

Slika 14. pokazuje pad iskoristivosti procesa s povećanjem temperaturne razlike između kaskada pri različitim temperaturama kondenzacije donje kaskade. Znatna pad iskoristivosti posljedica je veće temperaturne razlike koju kompresor u gornjoj kaskadi mora savladati uz konstantnu temperaturu isparavanja na donjoj kaskadi i kondenzacije na gornjoj kaskadi. U tablici 4. ta je razlika jasno vidljiva i ona rezultira smanjenjem COP od 3,53 % za povećanje temperaturne razlike s 4 °C na 6°C.

$T_{i, LT}$	$T_{k, LT}$	ΔT	$T_{i, HT}$	$T_{k, HT}$	COP
-45°C	-15°C	4	-19°C	35°C	1,332
-45°C	-15°C	5	-20°C	35°C	1,308
-45°C	-15°C	6	-21°C	35°C	1,285

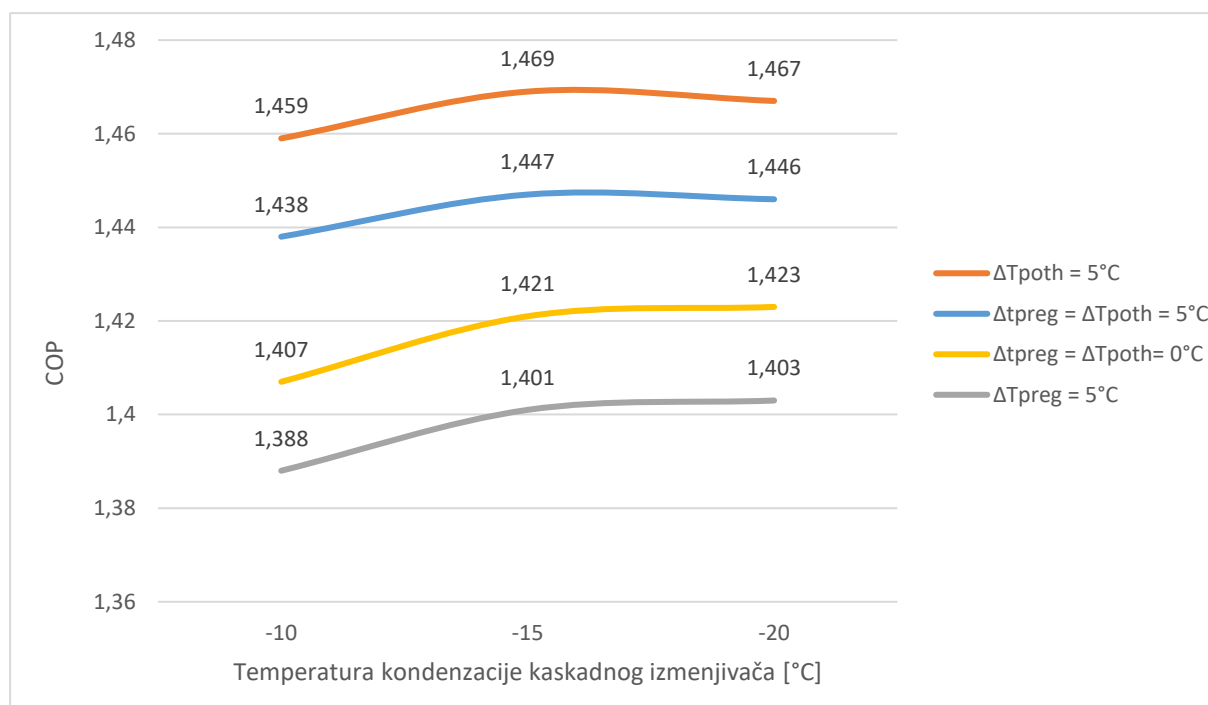
Tablica 4. Promjena COP prema razlici temperatura između kaskada



Slika 13. Promjena COP prema razlici temperatura između kaskada za različite temperature kondenzacije donje kaskade za R744-R717 sustav

3.4. Utjecaj temperature pregrijanja i pothlađenja na COP sustava

Pregrijanje pare radne tvari na izlasku iz isparivača izvodimo s ciljem osiguranja da ne bi slučajno došlo do usisa kapljevite faze radne tvari u kompresor. Usis kapljevine u kompresor može dovesti do hidrauličkog udara i oštećenja kompresora, što svakako želimo izbjeći. Preveliko pregrijanje radne tvari dovodi do smanjenja iskoristive površine isparivača i opasnosti od odlaska visoko u područje pregrijane pare na izlasku iz kompresora zbog strmo postavljenih izobara kod nekih radnih tvari (iz tog se razloga kod sustava s amonijakom ne vrši pregrijanje već se izvedbom s potopljenim isparivačima osigurava usis samo parovite faze). Standardne vrijednosti pregrijanja se kreću između 4 i 7°C. S druge strane pothlađenje sustava donosi povećanju rashladnog učina, međutim isto tako se ne preporučava preveliko zbog povećanja površine kondenzatora. Vrijednosti pothlađenja se kreću između 3 i 6°C. Slika 15. prikazuje povećanje COP u odnosu na sustave bez pregrijanja i pothlađenja.

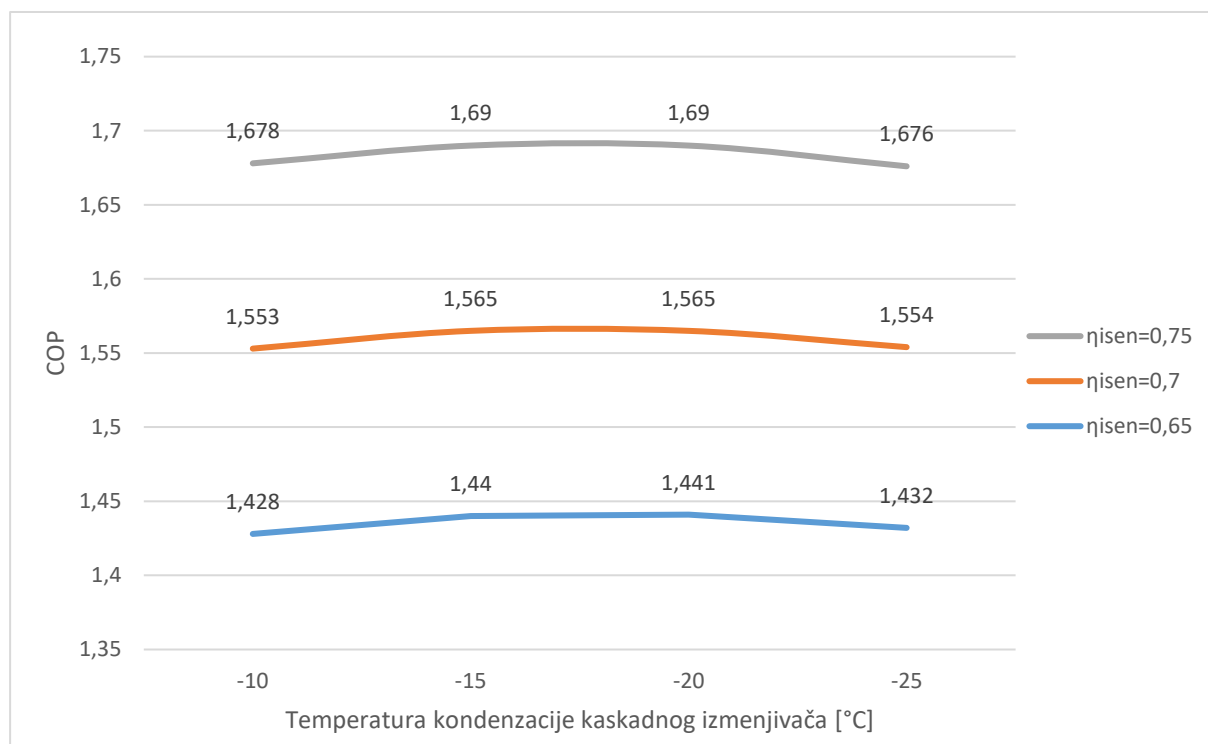


Slika 14. Utjecaj temperature pregrijanja i pothlađenja na COP sustava

3.5. Utjecaj koeficijenta iznetrope na COP sustava

Koeficijent izentropie ili izentropski stupanj djelovanja kompresora predstavlja odnos između snage potrebne za izentropsku (idealnu) kompresiju i stvarne inducirane snage na kompresoru. Stvarni proces je lošiji od izentropskog zbog viška rada za politropsku kompresiju, otpora u ventilima, zagrijavanja, propuštanja itd.

Slika 16. prikazuje promjenu koeficijenta iskoristivosti sustava s promjenom temperature kondenzacije donje kaskade za različite izentropske stupnje djelovanja (65%, 70% i 75 %) kaskadnog sustava za oba kompresora. Jasno je vidljiv porast COP s povećanjem izentropskog koeficijenta. Za temperaturu kondenzacije od -15°C s porastom izentropskog koeficijenta sa 0.65 na 0.75 COP sustava narastao je za 17,36%.



Slika 15. Utjecaj izentropskog stupnja djelovanja na COP sustava

3.6. Kaskadni sustavi u primjeni [10]

Jedna od uspješnih primjena kaskadnog sustava ostvarena je u tvornici Dukat. Sustav za proizvodnju rashladne energije koristi amonijak R717 kao radnu tvar, s temperaturom isparivanja od -5°C do -10°C i temperaturom kondenzacije od 20°C do 35°C . Isparivač služi za proizvodnju ledene vode u akumulacijskom bazenu u noćnim satima kad je električna energija najjeftinija, dok kondenzator predaje toplinsku energiju okolišnom zraku. Uz potrebu za rashladnom energijom, tvornica ima potrebu i za toplinskom energijom, koju su proizvodila 2 parna kotla, za različite tehnološke procese u proizvodnji, te za potrošnu toplu vodu, dok zimi postoji potreba i za grijanjem. Upravo navedeni sustav je idealan za nadogradnju kaskadnim sustavom, jer se tako iskorištava dio topline kondenzacije (koja se u starom sustavu bacala u okoliš) za proizvodnju potrebne toplinske energije.

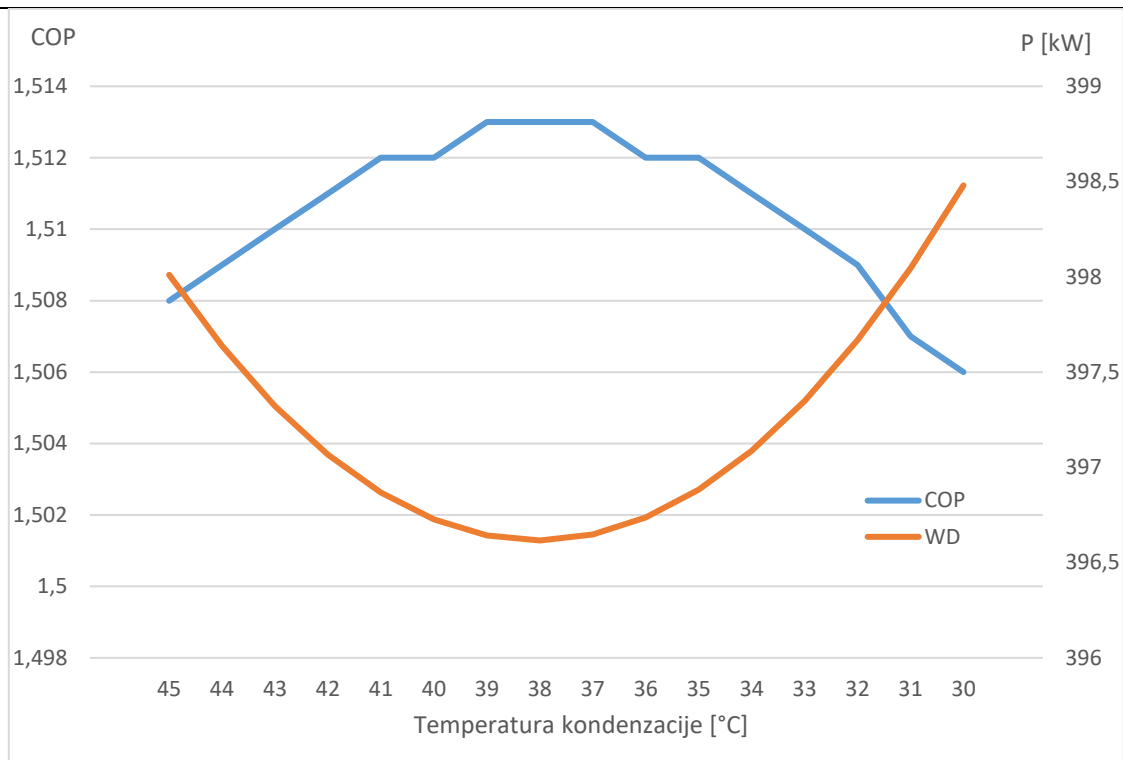
Dodatnu dizalicu topline spojili smo na tlačni vod postojećeg rashladnog sustava koji vodi od kompresora do kondenzatora, kako bi iskoristili dio topline kondenzacije koji se preko evaporativnih kondenzatora bacao u okoliš. Ta nova dizalica topline zagrijava toplu vodu koja se dalje koristi za tehnološke potrebe.

Tehnički podatci dizalice topline:

- radni medij: amonijak (R717)
- temperatura isparavanja/kondenzacije: +32/ +80°C
- kapacitet grijanja: 967.8 kW
- rashladni kapacitet: 781.4 kW
- temperatura vode ulaz/izlaz: +70/ +80°C

Slika 17. prikazuje optimalne temperature kondenzacije za takav kaskadni sustav uz konstantnu temperaturu kondenzacije donje kaskade od -10°C i konstantnu temperaturu isparavanja gornje kaskade od 80°C. Proračun je izvršen s rashladnim učinkom donje kaskade od 600 kW. Postojeći rashladni sustav radi s temperaturom kondenzacije od 35°C, dok temperaturna razlika između kaskada od 3°C dovodi do temperature isparavanja gornje kaskade od 32°C. U dijagramu se vidi da je optimalna temperatura kondenzacije 38°C, te pri njoj COP kaskadnog sustava iznosi 1,513, dok utrošeni rad na kompresorima (WD) iznosi 396,616 kW. Za odabranu temperaturu kondenzacije od 35°C COP iznosi 1,512, dok je apsorbirana električna snaga 396,883 kW. Iako razlika izgleda neznatna, s godišnjim brojem radnih sati od 8395, s povišenjem temperature kondenzacije na 38°C postigla bi se godišnja ušteda od 2241 kWh, što s cijenom električne energije od 0,543 kn/kWh iznosi uštedu od 1217 kn.

Za ovaj kaskadni sustav kao radna tvar u obje kaskade korišten je amonijak. Iako je već navedeno da je CO₂ najčešće korištena radna tvar u donjoj kaskadi, za ovaj rashladni proces to nije slučaj zbog visokog temperaturnog područja odvijanja procesa. Kako je temperatura kondenzacije donje kaskade 35°C, u slučaju uporabe CO₂ kao radne tvari to bi značilo ulazak u kritično radno područje (CO₂ postiže kritično stanje pri temperaturu od 31,1°C), što je razlog upotrebe amonijaka u obje kaskade.



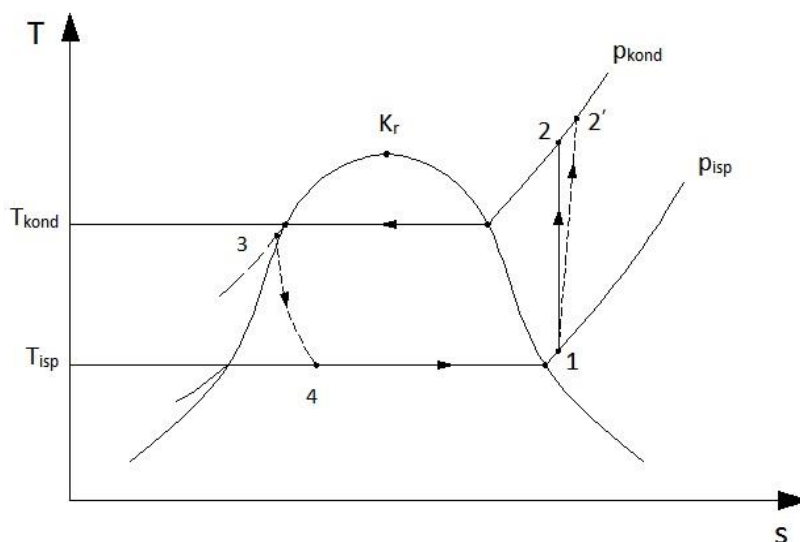
Slika 16. COP i WD u ovisnosti o temperaturi kondenzacije kaskadnog izmjenjivača

4. TERMODINAMIČKI PRORAČUN KASKADNE DIZALICE TOPLINE

4.1. Karakteristične točke rashladnog procesa

Ulazni podatci za donju kaskadu:

- Rashladni učinak rashladnog agregata: $\Phi_{i,LT} = 120 \text{ kW}$
- Temperatura isparavanja: $T_{i,LT} = -45^\circ\text{C}$
- Temperatura pregrijanja: $T_1 = -40^\circ\text{C}$
- Temperatura kondenzacije: $T_{k,LT} = -17^\circ\text{C}$
- Temperatura pothlađenja: $T_3 = -20^\circ\text{C}$
- Radna tvar: Ugljikov dioksid (R744)



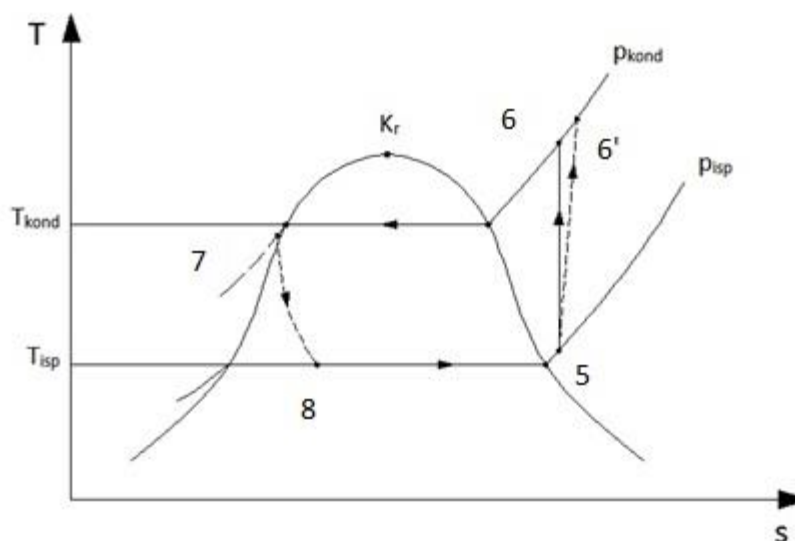
Slika 17. T-s dijagram za donju kaskadu

	T [°C]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	ρ [kg/m ³]
1	-40	8,32	439,03	2,096	21,04
2	21,58	21,58	481,09	2,096	44,13
2'	43,58	21,58	503,73	2,17	39,77
3	-20	21,58	154,41	0,832	1032,53
4	-45	8,32	154,41	0,85	126,46

Tablica 5. veličine stanja rashladnog procesa za donju kaskadu

Ulazni podatci za gornju kaskadu:

- Razlika temperatura između kaskada: $\Delta T = 5^\circ\text{C}$
- Temperatura isparavanja: $T_{i,LT} = -22^\circ\text{C}$
- Temperatura kondenzacije: $T_{k,LT} = 30^\circ\text{C}$
- Temperatura pothlađenja: $T_3 = 27^\circ\text{C}$
- Radna tvar: Amonijak (R717)



Slika 18. T-s dijagram za gornju kaskadu

	T [$^\circ\text{C}$]	p [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]	ρ [kg/m ³]
5	-22	1,74	1578,06	6,4	1,47
6	115,23	11,67	1859,3	6,407	6,45
6'	176,33	11,67	2010,74	6,769	5,46
7	27	11,67	470,47	1,912	599,84
8	-22	1,74	470,47	1,997	8,55

Tablica 6. veličine stanja rashladnog procesa za gornju kaskadu

DONJA KASKADA:

Iz radnih točaka izračunavamo maseni protok radne tvari kroz sustav:

$$q_{m,rt LT} = \frac{\Phi_{i,LT}}{h_1 - h_4} = \frac{120}{439,03 - 154,41} = 0,4216 \text{ kg/s}$$

Točka 2 u dijagramu predstavlja radnu točku sustava za slučaj idealnog rada kompresora, međutim zbog politropske kompresije i ostalih gubitaka na kompresoru, uz izentropski stupanj djelovanja od $\eta_{iz}=0,65$, stvarna točka procesa je 2' što je vidljivo u dijagramu na slici 18.

Iz toga slijedi stvarna snaga kompresora:

$$P_{k,LT} = q_{m,rt} \times (h_{2'} - h_1) = 0,4216 \times (503,73 - 439,03)$$

$$P_{k,LT} = 27,25 \text{ kW}$$

Dok je idealna snaga kompresora:

$$P_{k-iz,LT} = q_{m,rt} \times (h_2 - h_1) = 0,4216 \times (481,09 - 439,03)$$

$$P_{k-iz,LT} = 17,73 \text{ kW}$$

Toplinski tok kondenzatora jednak je zbroju rashladnog učina isparivača i stvarne snage kompresora, a može se izračunati i preko umnoška masenog protoka radne tvari i razlike entalpija na kompresoru (radne točke 2' i 3):

$$\Phi_{k,LT} = q_{m,rt} \times (h_{2'} - h_3) = 0,4216 \times (503,73 - 154,41)$$

$$\Phi_{k,LT} = 147,27 \text{ kW}$$

GORNJA KASKADA:

Cijeli toplinski učin kondenzatora donje kaskade preuzima isparivač gornje kaskade iz čega slijedi:

$$\Phi_{k,LT} = \Phi_{i,HT} = \Phi_{kas} = 147,27 \text{ kW}$$

Maseni protok radne tvari u gornjoj kaskadi:

$$q_{m,rt\ HT} = \frac{\Phi_{i,HT}}{h_5 - h_8} = \frac{147,27}{1578,06 - 470,47} = 0,13296\ kg/s$$

Stvarna snaga kompresora gornje kaskade:

$$P_{k,HT} = q_{m,rt\ HT} \times (h_{6'} - h_5) = 0,13296 \times (2010,74 - 1578,06)$$

$$P_{k,HT} = 57,53\ kW$$

Dok je idealna snaga kompresora gornje kaskade:

$$P_{k-iz,HT} = q_{m,rt\ HT} \times (h_6 - h_5) = 0,13296 \times (1859,3 - 1578,06)$$

$$P_{k-iz,HT} = 37,39\ kW$$

Toplinski tok koji kondenzator preda okolišu jednak je:

$$\Phi_{k,HT} = q_{m,rt} \times (h_{6'} - h_7) = 0,13296 \times (2010,74 - 470,47)$$

$$\Phi_{k,LT} = 204,79\ kW$$

4.2. Proračun shell & tube kaskadnog izmjenjivača topline

Konstruktivski parametri [8]:

Odabrana precizna čelična cijev $\phi 12 \times 1\ mm$

$D = 400\ mm$ -promjer plašta

$d_v = 12\ mm$ -vanjski promjer cijevi

$d_u = 10\ mm$ -unutarnji promjer cijevi

$d_m = 11\ mm$ -srednji promjer cijevi

$\delta_c = 1\ mm$ -debljina stjenke cijevi

$s = 0,021\ m$ -razmak između cijevi u plaštu

Približan broj cijevi koji može biti postavljen u poprečni presjek izmjenjivača promjera D [7]:

$$n_t = 0,75 \cdot \left[\left(\frac{D}{s} \right)^2 - 1 \right] + 1 = 0,75 \cdot \left[\left(\frac{0,4}{0,021} \right)^2 - 1 \right] + 1 = 272,36$$

Odabrani broj cijevi (u potopljenom tipu izmjenjivača, obično se ne postavljaju cijevi u gornjem dijelu izmjenjivača):

$$n_t = 200$$

Odabran broj prolaza cijevi:

$$n_p = 4$$

Broj cijevi u jednom prolazu:

$$n_{t1} = \frac{n_t}{n_p} = \frac{200}{4} = 50$$

Pretpostavljena gustoća toplinskog toka na unutarnjoj strani cijevi:

$$q_i = 3850 \text{ W/m}^2$$

Potrebna unutarnja površina za izmjenu topline:

$$A_u = \frac{\Phi_{kas}}{q_i} = \frac{147270}{3850} = 38,25 \text{ m}^2$$

Ukupna potrebna duljina cijevi:

$$L_{uk} = \frac{A_u}{\pi \times d_u} = \frac{64}{3,14 \times 0,01} = 1217,53 \text{ m}$$

Aktivna duljina izmjenjivača:

$$L = \frac{L_{uk}}{n_t \times n_p} = \frac{2037,2}{200 \times 4} = 1,52 \text{ m}$$

Omjer između aktivne duljine izmjenjivača i promjera:

$$\frac{L}{D} = \frac{1,52}{0,4} = 3,8$$

Preporučena vrijednost $L/D = 3 \div 8$

Uvjet zadovoljava!

Prijelaz topline unutar cijevi (isparavanje radne tvari R717)

Temperatura isparavanja amonijaka (R717) unutar cijevi:

$$t_i = -17^\circ\text{C}$$

Maseni tok unutar cijevi:

$$q_{m,rt LT} = 0,4216 \text{ kg/s}$$

Površina poprečnog presjeka cijevi u jednom prolazu:

$$A_s = \frac{\pi \times n_t \times d_u^2}{4 \times n_p} = \frac{3,14 \times 200 \times 0,01^2}{4 \times 4} = 0,003927 \text{ m}^2$$

Gustoća masenog toka:

$$G = \frac{q_{m,rt LT}}{A_s} = \frac{0,4216}{0,003927} = 107,36 \frac{\text{kg}}{\text{s} \times \text{m}^2}$$

Koeficijent prijelaza topline u cijevima [7]:

$$\alpha_R = C \frac{G^{0,1} \times q_i^{0,7}}{d_u^{0,5}}$$

Koeficijent C se očitava iz tablice ili računa prema izrazu [7]:

$$C = \frac{2,059 \times \lambda_l^{0,6} \times (\Delta h \times \rho_v)^{0,133}}{g^{0,2} \times T_e^{0,4} \times \tau^{0,3} \times f^{0,266} \times d_o^{0,399} \times \rho_l^{0,233}}$$

$$C = \frac{2,059 \times 0,6284^{0,6} \times (1107 \times 1,47)^{0,133}}{9,81^{0,2} \times 251,15^{0,4} \times 0,03147^{0,3} \times 1^{0,266} \times 1^{0,399} \times 667,71^{0,233}}$$

$$C = 0,179$$

$$\lambda_l = 0,6284 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \quad - \text{ Toplinska provodnost vrele kapljevine}$$

$$\rho_v = 1,47 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad - \text{ Gustoća suhozasićene pare}$$

$$\rho_l = 667,71 \frac{kg}{m^3} \quad - \text{Gustoća vrele kapljevine}$$

$$\Delta h = h_5 - h_8 = 1107 \frac{kJ}{kg} \quad - \text{Razlika između izlazne i ulazne entalpije}$$

$$g = 9,81 \frac{m}{s^2} \quad - \text{Gravitacijska konstanta}$$

$$T_e = 251,15 \text{ K} \quad - \text{Temperatura isparavanja radne tvari}$$

$$\tau = 0,03147 \frac{J}{m^2} \quad - \text{površinska napetost}$$

$$f = 1 \quad - \text{Frekvencija formiranja mjehurića}$$

$$d_o = 1 \text{ mm} \quad - \text{Promjer mjehurića}$$

Koeficijent prijelaza topline:

$$\alpha_u = C \frac{G^{0,1} \times q_i^{0,7}}{d_u^{0,5}} = 0,179 \times \frac{107,36^{0,1} \times 3850^{0,7}}{0,01^{0,5}} = 924,19 \frac{W}{m^2 K}$$

Otpor prolazu topline od materijala cijevi sveden na srednji promjer cijevi:

$$R_t = \frac{\delta_c}{\lambda_c} \times \frac{d_u}{d_m} = \frac{0,001}{58} \times \frac{0,01}{0,011} = 1,567 \times 10^{-5} \frac{m^2 \times K}{W}$$

$$\delta_c = 0,001 \text{ m} \quad - \text{debljina stijenke cijevi}$$

$$\lambda_c = 58 \frac{W}{mK} \quad - \text{toplinska provodnost cijevi (čelik)}$$

$$d_m = 0,011 \text{ m} \quad - \text{srednji promjer cijevi}$$

Ukupni prijelaz topline na unutrašnjoj strani stijenke:

$$q_i = \frac{t_s - t_i}{\frac{1}{\alpha_u} + R_t} = \frac{t_s - (-22)}{\frac{1}{644,39} + 1,567 \times 10^{-5}} = 910,99 \times (t_s + 22)$$

U gornjoj jednadžbi nepoznanica nam je temperatura stijenke t_s .

Za obične cijevi bez orebrenja vrijedi omjer površina:

$$\frac{A_i}{A_e} = \frac{d_u}{d_v} = \frac{10}{12} = 0,833$$

Gustoća toplinskog toka na vanjskoj strani cijevi:

$$q_e = q_i \times \frac{A_i}{A_e} = 759,16 \times (t_s + 22) \times 0,833 = 759,16 \times (t_s + 22) \quad [1]$$

Prijelaz topline s vanjske strane stijenke (kondenzacija R744 na vanjskoj strani cijevi)

Temperatura kondenzacije ugljikovog dioksida (R744) na cijevima:

$$t_k = -22^\circ\text{C}$$

Koeficijent prijelaza topline s vanjske strane cijevi [7]:

$$\alpha_v = 0,725 \times B \times d_v^{-0,25} \times f^{-1/6} \times \psi_c \times (t_c - t_s)^{-0,25}$$

-Koeficijent B [7]:

$$B = \left(\frac{g \times h_c \times \rho^2 \times \lambda^3}{\eta} \right)^{0,25} = \left(\frac{9,81 \times 275630 \times 1017,6^2 \times 0,131^3}{0,0001326} \right)^{0,25} = 2624,85$$

$$g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad \text{-gravitacijska sila}$$

$$h_c = 275,63 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \text{-toplina kondenzacije}$$

$$\rho = 1017,6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \text{-gustoća}$$

$$\lambda = 0,131 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \quad \text{-toplinska provodnost}$$

$$\eta = 0,0001326 \text{ Pas} \quad \text{-dinamička viskoznost}$$

-Približan broj cijevi u jednom redu [7]:

$$f = \frac{0,9 \times D}{1,732 \times s} = \frac{0,9 \times 0,4}{1,732 \times 0,021} = 9,9$$

-Faktor koji obuhvaća kondenzaciju za orebrene cijevi (za glatke cijevi $\psi_c = 1$):

$$\psi_c = 1$$

Iz gornjih faktora slijedi koeficijent prijelaza topline:

$$\alpha_v = 0,725 \times B \times d_v^{-0,25} \times f^{-\frac{1}{6}} \times \psi_c \times (t_c - t_s)^{-0,25}$$

$$\alpha_v = 0,725 \times 2624,85 \times 0,012^{-0,25} \times 9,9^{-1/6} \times 1 \times (-17 - t_s)^{-0,25}$$

$$\alpha_v = 3923,8 \times (-17 - t_s)^{-0,25}$$

Gustoća toplinskog toka na strani R744:

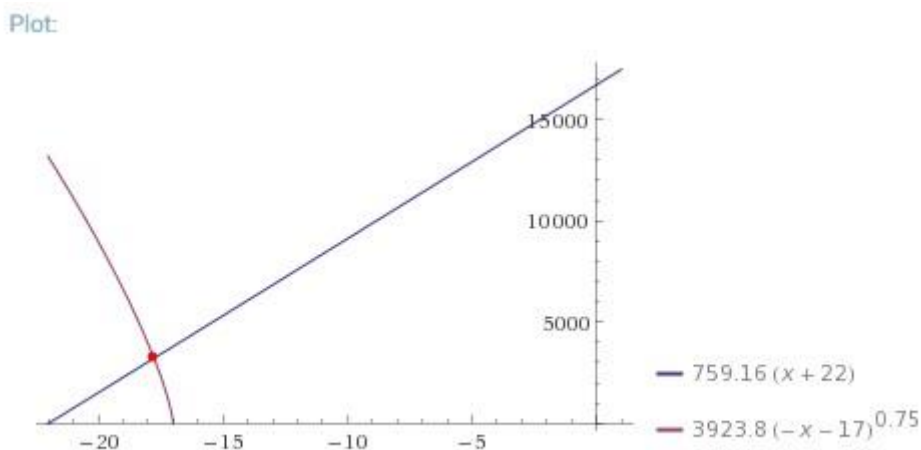
$$q_e = \alpha_v \times (t_c - t_s) = 3923,8 \times (-17 - t_s)^{-0,25} \times (-17 - t_s) = 3923,8 \times (-17 - t_s)^{0,75}$$

$$q_e = 3923,8 \times (-17 - t_s)^{0,75} \quad [2]$$

Ako izjednačimo dvije jednadžbe za toplinski tok na vanjskoj strani stjenke (koristeći programski paket wolfram alfa), možemo dobiti temperaturu stjenke cijevi t_s :

$$q_e = 759,16 \times (t_s + 22)$$

$$q_e = 3923,8 \times (-17 - t_s)^{0,75}$$



Slika 19. Temperatura stjenke cijevi

Izračunata temperatura stjenke:

$$t_s = -17,766^{\circ}\text{C}$$

Gustoća toplinskog toka:

$$q_e = 759,16 \times (t_s + 22) = 759,16 \times (-17,766 + 22) = 3206,7 \frac{W}{m^2}$$

$$q_e = 3923,8 \times (-17 - t_s)^{0,75} = 3923,8 \times (-17 + 17,766)^{0,75} = 3209,76 \frac{W}{m^2}$$

Gustoća toplinskog toka:

$$q_i = q_e \times \frac{A_e}{A_i} = 3206,7 \times \frac{0,012}{0,01} = 3848 \frac{W}{m^2}$$

Gustoća toplinskog toka je približno jednaka pretpostavljenoj vrijednosti od $q_i = 3850 \frac{W}{m^2}$.

Koeficijent prijelaza topline na vanjskoj strani cijevi:

$$\alpha_v = 3850 \times (-17 - t_s)^{-0,25} = \alpha_v = 3651,52 \times (-17 + 17,766)^{-0,25} =$$

$$\alpha_v = 4115,32 \frac{W}{m^2 K}$$

Ukupni koeficijent prolaza topline sveden na vanjsku površinu cijevi:

$$k_v = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_v} + \left(R_t + \frac{1}{\alpha_u}\right) \times \frac{A_e}{A_i}} = \frac{1}{\frac{1}{4115,32} + \left(1,567 \times 10^{-5} + \frac{1}{924,19}\right) \times \frac{12}{10}} =$$

$$k_v = 640,92 \frac{W}{m^2 K}$$

Konačne dimenzije potopljenog izmjenjivača:

$D = 0,4 \text{ m}$ - promjer plašta

$L = 1,52 \text{ m}$ - aktivna duljina

$d_v = 12 \text{ mm}$ - vanjski promjer cijevi

$d_u = 10 \text{ mm}$ - unutarnji promjer cijevi

5. ZAKLJUČAK

Želimo li ostvariti efektivno hlađenje pri jako niskim temperaturama, kaskadni rashladni sustav je optimalno rješenje. Ovisno o temperaturnom režimu i području primjene rashladnog procesa, neophodno je odrediti najbolju kombinaciju radnih tvari.

Kaskadni rashladni sustav s ugljikovim dioksidom u donjoj kaskadi i amonijakom u gornjoj kaskadi postiže najbolji omjer između uložene električne energije i dobivenog rashladnog učina, zbog odličnih termofizikalnih svojstava radnih tvari. Gledajući s energetskog i ekološkog stajališta amonijak je najbolja radna tvar, te je nezamjenjiva u industrijskim postrojenjima. Ukoliko otrovnost i zapaljivost amonijaka može predstavljati problem u radu pogona, R134a u gornjoj kaskadi također daje jako dobar koeficijent iskoristivosti sustava.

Nakon odabira optimalne radne tvari za kaskadni sustav, jako veliku pozornost treba posvetiti i optimalnim radnim temperaturama sustava. Veliko povećanje iskoristivosti sustava postizemo smanjenjem temperature kondenzacije gornje kaskade kao i projektiranjem kaskadnog izmjenjivača sa što manjom temperaturnom razlikom između krugova radnih tvari. Temperature pregrijanja na isparivaču i pothlađenja na kondenzatoru također značajno pridonose COP-u sustava.

Kaskadni sustavi su prepoznati kao efikasni načini niskotemperaturnog hlađenja, te se sve više ugrađuju u industrijskim aplikacijama.

LITERATURA

- [1] Soldo, V.: Predavanja: Hlađenje i dizalice topline, FSB, Zagreb 2016.
- [2] Labudović, B.: Osnovne primjene dizalice topline, Energetika Marketing, Zagreb, 2009.
- [3] ASHRAE handbook 2010, Refrigeration
- [4] Pavković, B.: Tehnika hlađenja; Tehnički fakultet; Sveučilište u Rijeci
- [5] Mr. Hiren A. Shah, B. Dr. Ragesh G. Kapadia.: Comparative Assessment of a Cascade
- [6] Refrigeration cycle with different refrigerant pair, Institute of technology, Nirma university, 2011
- [7] Tzong-Shing Lee, Cheng-Hao Liu, Tung-Wei Chen: Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems, 2006
- [8] Ciconkov R.: Refrigeration solved examples, Skopje, 2001.
- [9] Krautov strojarski priručnik, Sajema, 2009
- [10] Celić, Ž.: Ugradnja dizalice topline za iskorištenje otpadne toplinske energije u tvornici Dukat, Zagreb 2016
- [11] Idrus Alhamid M; Nasruddin, Darwin R.B.S; Arnas Lubis: Characteristics and COP cascade refrigeration system using hydrocarbon refrigerant (propane, ethane and CO₂) at low temperature circuit (LTC), Indonesia, 2013

PRILOZI

- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija